

VISIT...

LANZAROTE
Caliente.COM

А. Э. ГЕЛЬТМАН, Д. М. БУДНЯЦКИЙ, Л. Е. АПАТОВСКИЙ

БЛОЧНЫЕ
КОНДЕНСАЦИОННЫЕ
ЭЛЕКТРОСТАНЦИИ
БОЛЬШОЙ МОЩНОСТИ
(ПАРАМЕТРЫ И ТЕПЛОВЫЕ СХЕМЫ)

Под редакцией
А. Э. ГЕЛЬТМАНА



ИЗДАТЕЛЬСТВО «ЭНЕРГИЯ»
МОСКВА 1964 ЛЕНИНГРАД

В книге освещаются вопросы, связанные с выбором важнейших параметров и характеристик основного тепломеханического оборудования блочных конденсационных электростанций (КЭС) большой мощности (единичные мощности блоков, начальные и конечные параметры пара, параметры и характеристики тепловых схем).

Дается методика технико-экономических расчетов в данной области.

Наряду с термодинамическими зависимостями приводятся исходные данные и результаты технико-экономической оптимизации основных параметров блока.

Книга предназначена для работников планирующих, конструкторских, проектных и научно-исследовательских организаций в области энергетики и энергомашиностроения. Она может быть также использована в качестве пособия для студентов энергетических специальностей высших учебных заведений.

*Гельтман Алексей Эдуардович, Будняцкий Давид Моисеевич,
Апатовский Лев Ефимович*

БЛОЧНЫЕ КОНДЕНСАЦИОННЫЕ ЭЛЕКТРОСТАНЦИИ БОЛЬШОЙ МОЩНОСТИ

М.-Л., издательство «Энергия», 1964, 404 стр. с рис.

Тематический план 1964 г. № 19

Редактор Н. Н. Михалева,

Техн. редактор О. С. Житникова

Сдано в производство 28/VII 1964 г.
М-42125 Печ. л. 25,25. Уч.-изд. л. 26,6
Тираж 3300 Заказ 1963.

Подписано к печати 5/XI 1964 г.
Бум. л. 12,63. Формат 60×90¹/₁₆.
Цена 1 р. 48 к

Ленинградская типография № 6 Главполиграфпрома
Государственного комитета Совета Министров СССР по печати.
Ленинград, ул. Моисеево, 10

ПРЕДИСЛОВИЕ

Повышение жизненного уровня и благосостояния советского народа неразрывно связано с успешным осуществлением ленинских идей о сплошной электрификации страны.

Электрификация определяет уровень энерговооруженности труда, а следовательно, и степень механизации и автоматизации производства; этим обуславливается ее ведущая роль в развитии всех отраслей народного хозяйства и необходимость опережающих темпов роста выработки электроэнергии.

Уже в 1962 г. выработка электроэнергии в СССР достигла 369 млрд. *квт·ч*, а установленная мощность электростанций — 83 млн. *квт*.

К концу текущей семилетки (к 1965 г.) годовая выработка электроэнергии должна превысить 520 млрд. *квт·ч*. Для этого к 1965 г. на тепловых электростанциях предстоит ввести мощность 47—50 млн. *квт* преимущественно за счет нового оборудования с блочными схемами. В течение этого периода будет продолжаться широкое внедрение блоков мощностью 150 и 200 *Мвт* на параметры пара 130 *ата*, 565/565°С, а также должно быть введено 17 блоков мощностью по 300 *Мвт* на параметры пара 240 *ата*, 560/565°С. К концу семилетки должны быть также освоены головные образцы блоков большей мощности — по 500 и 800 *Мвт* на параметры пара 240 *ата*, 560—580°С с промежуточным перегревом до 565°С.

Перспективные задачи электрификации страны, поставленные в новой Программе партии, принятой на XXII съезде КПСС, предусматривают увеличение энерговооруженности труда в течение ближайшего десятилетия почти в 3 раза, а также завершение в основном электрификации страны. Годовое производство электроэнергии должно быть доведено к 1970 г. примерно до 900—1000 млрд. *квт·ч*, а к концу второго десятилетия (к 1980 г.) — до 2700—3000 млрд. *квт·ч*.

Для того чтобы обеспечить такое повышение выработки электроэнергии, суммарная мощность электростанций должна к указанному сроку возрасти до 540—600 млн. *квт*.

В связи с огромным увеличением масштабов нового энергетического строительства существенно повышается значение вопросов

совершенствования энергоустановок и улучшения технико-экономических показателей выработки электроэнергии. Экономический эффект, который может быть получен при решении стоящих перед энергетикой научно-технических проблем, иллюстрируется тем, что только 1% снижения стоимости энергетического строительства, намечаемого на 20-летний период, сберегает народному хозяйству 1 млрд. руб., а повышение на 1% к. п. д. энергооборудования может дать за этот период увеличение выработки энергии на 250 млрд. кВт·ч или экономию топлива на тепловых станциях порядка 65 млн. т.

Решающая роль в развитии энергетики на 20-летний период остается за тепловыми электростанциями на органическом топливе, которые будут вырабатывать около 80% всей потребляемой электроэнергии.

В течение 20 лет предстоит построить около 200 районных тепловых электростанций мощностью до 3 млн. кВт каждая и 260 крупных теплоэлектроцентралей. При этом около 70—75% всей выработанной тепловыми станциями электроэнергии будет приходиться на долю конденсационных электростанций, которым в дальнейшем отводится ведущая роль в развитии отечественной энергетики. Поэтому естественно, что вопросам совершенствования конденсационных электростанций должно уделяться особенно большое внимание.

Улучшение показателей конденсационных паротурбинных электростанций связывается в настоящее время главным образом с укрупнением единичных мощностей блоков, повышением начальных параметров пара и совершенствованием тепловых схем (введение промежуточных перегревов, развитие регенеративного подогрева питательной воды) и т. д.

Благоприятными предпосылками для прогресса в этих направлениях являются бурное развитие энергетических систем и их объединение (в текущей семилетке — создание объединенных энергосистем Европейской части и Сибири, а в дальнейшем — Единой объединенной энергосистемы СССР), непрерывное развитие энергомашиностроения и металлургии, улучшение проектных решений по электростанциям в целом.

Дальнейшее совершенствование паротурбинных установок возможно путем сочетания парового рабочего цикла с газовым. Однако комбинированные энергоустановки такого типа требуют использования газообразного или жидкого топлива. По условиям формирования перспективного топливного баланса СССР, в течение ближайших 15—20 лет большая часть энергии будет вырабатываться на твердом топливе или, во всяком случае, в таких энергоустановках, где сжигание газа или жидкого топлива будет лишь эпизодическим. Это ограничивает применение газовых циклов как в газотурбинных установках, так и в сочетании с паровым циклом и заставляет придавать большое значение совершенствованию

паротурбинных установок, реализующих паровой регенеративный цикл.

Исследование этой задачи не может базироваться лишь на термодинамических зависимостях или тепловых расчетах различных схем. Обязательным является анализ всего комплекса технических и экономических факторов, связанных с выбором параметров и характеристик оборудования. Эта задача осложняется еще и тем, что один из основных факторов, определяющих эффективность рассматриваемых технических решений, — стоимость топлива — является существенно различным для разных районов Советского Союза. Так, в районах Сибири, где будет вводиться около 20—25 % общей установленной мощности тепловых электростанций, расчетная стоимость условного топлива составляет на перспективу около 2—3 руб/т у. т., в то время как в районах Европейской части СССР она достигает 10—14 руб/т у. т.

Следствием этого является значительная разница в структуре себестоимости вырабатываемой электроэнергии (на шинах станции.) Так, удельный вес составляющей себестоимости электроэнергии, связанной с капиталовложениями (расходы на амортизацию и ремонт), в районах Центральной Сибири — около 50 %, в Европейской части СССР — около 15—20 %.

Очевидно, что это должно существенно сказаться на результатах технико-экономических расчетов, проводимых для условий различных районов.

Указанные особенности развития нашей энергетики и необходимость экономического обоснования выбираемых при проектировании нового энергооборудования решений отмечались еще в период 1956—1957 гг.¹ Были подвергнуты справедливой критике распространенные в то время тенденции добиваться повышения тепловой экономичности станций, не считаясь с увеличением единовременных затрат и необходимостью экономии суммарных материальных средств и общественного труда. Была дана детальная аргументация целесообразности выбора профиля и параметров энергооборудования в соответствии с особенностями использования его в различных районах с учетом как реальных режимов эксплуатации и графиков нагрузок, обусловленных структурой энергосистем и потребителей электроэнергии, так и особенностей топливно-энергетического баланса и стоимости топлива.

Эти точки зрения находят в настоящее время все более широкое признание. Вместе с тем практическая реализация их при проектировании оборудования и конкретных электростанций затрудняется отсутствием развернутых количественных зависимостей, которые позволили бы получить численный результат для данного част-

¹ «Энергомашиностроение», 1956, № 12, стр. 1—5; «Теплоэнергетика», 1957, № 5, стр. 3—6 и № 6, стр. 3—7.

ного случая, а также достаточно удобных для конструкторов и проектировщиков методических разработок.

Имеющаяся литература по вопросам выбора рациональных параметров пара и характеристик теплоэнергооборудования является весьма скудной. Опубликованные по этим вопросам отдельные статьи, как правило, касаются лишь термодинамических соотношений, содержат общие методические указания или же посвящены сопоставлению отдельных частных решений. Каких-либо пособий по выбору таких важнейших величин, как единичные мощности блоков и начальные параметры пара, в настоящее время нет. В значительной степени это относится также к выбору конечного давления пара в паросиловом цикле, давления промежуточного перегрева, температуры питательной воды и др.

Между тем за рубежом (главным образом в США, отчасти в ФРГ) выбору экономически наилучших решений (оптимизации) при сооружении электростанций и изготовлении новых типоразмеров оборудования придается исключительное значение. Имеется обширная литература по вопросам выбора единичной мощности блоков с учетом ее влияния на необходимый резерв в энергосистемах. При выборе параметров пара для новых мощных электростанций выполняются тщательные технико-экономические расчеты. Основные решения в области тепловых схем (схема включения привода питательного насоса, давление промежуточного перегрева и т. д.) также обосновываются специальными расчетами. Большое внимание уделяется выбору типа, расчетных параметров и конструктивных характеристик турбоагрегатов с учетом реальных условий их использования. В выполнении таких работ обычно участвуют фирмы-изготовители оборудования. Расчеты в ряде случаев производятся при помощи электронных счетно-решающих устройств.

Данная книга является попыткой в некоторой степени восполнить пробелы отечественной литературы, касающейся вопросов выбора основных принципиальных решений по конденсационным блокам большой мощности. К числу таких решений относится выбор мощности, начальных и конечных параметров пара, а также связанных с ними характеристик тепловой схемы.

В отличие от сравнительно большого числа работ, рассматривающих эти вопросы в основном с точки зрения термодинамики и тепловой экономичности, здесь освещается совокупное влияние термодинамических параметров цикла и особенностей тепловой схемы на технико-экономические показатели основных элементов оборудования, а также электростанции и энергосистемы в целом.

В связи с этим тепловая схема блока рассматривается здесь не только как совокупность тепловых коммуникаций, но прежде всего как комплекс, существенно влияющий на теплотехнические и экономические характеристики теплового оборудования блока.

Большая часть излагаемого материала отражает результаты исследований и разработок, выполненных авторами в Лаборатории конденсационных паротурбинных станций Центрального котлотурбинного института имени И. И. Ползунова. Используются также важнейшие отечественные и зарубежные работы в данной области, которые указаны в конце каждой главы.

Значительная часть рассматриваемых в книге вопросов является дискуссионной. Однако представляется, что ознакомление широких кругов инженерно-технических работников с изложенными здесь результатами будет способствовать сближению мнений по этим вопросам.

За время работы над данной книгой был введен новый стандарт, предусматривающий предпочтительное применение Международной системы единиц (СИ).

Переработка текста книги применительно к новой системе единиц потребовала бы отсрочки ее издания, что представлялось нецелесообразным. Поэтому здесь сохранена принятая до настоящего времени система единиц. Таблица перевода в единицы системы СИ дана в приложении VII.

Книга создана авторским коллективом под общим руководством и редакцией канд. техн. наук А. Э. Гельтмана. Глава первая написана А. Э. Гельтманом; глава вторая — А. Э. Гельтманом, Л. Н. Моисеевой; глава третья — А. Э. Гельтманом, Д. М. Будняцким, Л. Н. Моисеевой; глава четвертая — А. Э. Гельтманом, Л. Е. Апатовским, Д. М. Будняцким, А. Б. Поляк; глава пятая — Д. М. Будняцким, В. П. Радюш; глава шестая — Л. Е. Апатовским; глава седьмая — А. Э. Гельтманом, Л. Н. Моисеевой; глава восьмая — Л. Е. Апатовским, Д. М. Будняцким; глава девятая — Д. М. Будняцким, А. Э. Гельтманом; глава десятая — А. А. Пискаревым. Приложения составлены: I — А. Э. Гельтманом; II, III, IV и VI — Д. М. Будняцким; V — А. Б. Поляк.

В разработке материалов и выполнении расчетов к отдельным главам принимали также участие Н. Т. Дмитриева, Л. В. Ильина, В. Н. Толстякова.

Ценными советами и замечаниями оказал существенную помощь авторам в работе над рукописью книги Н. Н. Михалев.

Данная книга является первым опытом комплексной оптимизации параметров и характеристик конденсационных блоков. Поэтому вполне вероятно, что она не лишена недостатков, и авторы будут благодарны за советы и критические замечания, присланные по адресу: Ленинград, Д-41, Марсово поле, д. 1, Л. О. издательства «Энергия».

Авторы

ОГЛАВЛЕНИЕ

<i>Глава первая. Вопросы методики технико-экономического сопоставления вариантов энергетического оборудования</i>	11
1-1. Постановка вопроса и общие соображения	—
1-2. Приведение вариантов к одинаковому энергетическому эффекту	12
1-3. Комплексный учет единовременных затрат	15
1-4. Ежегодные расходы	21
1-5. Соизмерение единовременных затрат и ежегодных расходов	26
1-6. Обеспечение оптимальных условий для каждого из сопоставляемых вариантов и наилучшее распределение затрат по элементам энергоустановки	33
<i>Литература</i>	35
<i>Глава вторая. Проблема резервирования в условиях развития блочных станций</i>	36
2-1. Общие методические положения	—
2-2. Методика расчета необходимого аварийного резерва	38
2-3. Влияние единичной мощности и числа вводимых блоков на необходимый аварийный резерв	49
2-4. Влияние числа котельных агрегатов в блоке на необходимый аварийный резерв	53
2-5. Влияние тепловых схем КЭС на необходимый аварийный резерв в энергосистеме	56
2-6. Влияние стадии освоения блоков на показатель аварийности	58
2-7. Влияние ввода новых блоков на затраты, связанные с резервом	63
<i>Литература</i>	68
<i>Глава третья. Перспективы укрупнения мощностей блоков в условиях развития энергосистем</i>	69
3-1. Факторы, влияющие на эффективность укрупнения мощностей блоков	—
3-2. Свойственные показатели КЭС с блоками различной мощности и линией электропередач	73
3-3. Эффективность укрупнения единичных мощностей блоков при увеличении мощностей электростанций	80
3-4. Методические положения и исходные данные к выбору единичной мощности и типа турбоагрегата для электростанций заданной мощности	89
3-5. Влияние единичной мощности и типа турбоагрегатов на технико-экономические показатели электростанции заданной мощности	95
3-6. Обзор современных тенденций развития турбостроения за рубежом	104
<i>Литература</i>	113

Глава четвертая. Начальные параметры пара	114
4-1. Общие соображения и состояние вопроса	—
4-2. Условия исследования	121
4-3. Влияние начальных параметров пара на тепловую экономичность турбоустановок	123
4-4. Влияние начальных параметров пара на конструкцию турбоагрегата	126
4-5. Влияние начальных параметров пара на стоимостные показатели турбоустановки	133
4-6. Влияние параметров пара на технико-экономические показатели котлоагрегатов	140
4-7. Влияние параметров пара на технико-экономические показатели паропроводов	149
4-8. Влияние начальных параметров пара на оптимальную температуру питательной воды	156
4-9. Влияние стоимости топлива на технико-экономическую эффективность различных ступеней параметров пара	162
4-10. Соображения по выбору перспективных начальных параметров пара	167
4-11. Краткий обзор опыта внедрения блоков со сверхкритическими параметрами пара за рубежом	173
Литература	186
Глава пятая. Конечное давление, характеристики ч. и. д. и конденсационного устройства турбины	188
5-1. Общие соображения	—
5-2. Технико-экономические показатели систем водоснабжения перспективных электростанций	191
5-3. Оптимальная скорость охлаждающей воды в конденсаторных трубках	195
5-4. Оптимальные характеристики конденсационного устройства при заданном давлении в конденсаторе	203
5-5. Изменение мощности турбины в зависимости от конечного давления пара и удельной нагрузки выходного сечения	212
5-6. Оптимальное конечное давление пара для турбины с заданной удельной нагрузкой выходного сечения	220
5-7. Взаимосвязанные оптимальные величины конечного давления и удельной нагрузки выходного сечения турбины	230
5-8. Обоснование унифицированных типоразмеров конденсаторов для мощных турбин	243
5-9. Конечные параметры пара, характеристики ч. и. д. и конденсационных устройств мощных зарубежных турбин	256
Литература	258
Глава шестая. Выбор температуры питательной воды и температуры уходящих газов	259
6-1. Состояние вопроса и основные положения	—
6-2. Влияние температуры питательной воды на эффективность регенерации	262
6-3. Зависимость оптимальной температуры уходящих газов от температуры питательной воды и других факторов	272
6-4. Определение совмещенных оптимальных значений температуры питательной воды и температуры уходящих газов (для различных условий)	285
Литература	293
Глава седьмая. Оптимальное давление промежуточного перегрева пара	294
7-1. Термодинамически наиболее выгодное давление промежуточного перегрева	—

7-2. Влияние отклонения давления промежуточного перегрева от термодинамически оптимального на тепловую экономичность турбоустановки	300
7-3 Экономически наиболее выгодное давление промежуточного перегрева	306
<i>Литература</i>	308
Глава восьмая. Регенеративный подогрев питательной воды	—
8-1. Выбор оптимальных температурных напоров в регенеративных подогревателях	315
8-2. Наиболее выгодное распределение интервалов подогрева между регенеративными подогревателями	318
8-3. Выбор числа ступеней подогрева	321
8-4. Схемы использования теплоты перегрева пара, отбираемого на регенерацию	323
8-5. Некоторые особенности тепловых схем мощных зарубежных турбоустановок	335
<i>Литература</i>	336
Глава девятая. Выбор привода питательного насоса	—
9-1. Схема включения питательного насоса	337
9-2. Типы привода питательного насоса	341
9-3. Сопоставление электрического и паротурбинного приводов питательного насоса	346
9-4. Методика оценки различных вариантов включения приводной турбины в схему блока	351
9-5. Сравнительная тепловая эффективность различных схем включения турбопривода питательного насоса	353
9-6. Схемы, применяемые на отечественных и передовых зарубежных электростанциях	356
<i>Литература</i>	—
Глава десятая. Пусковые схемы блоков «котел — турбина»	—
10-1. Общие требования к пусковым схемам блоков	357
10-2. Принципиальные особенности основных типов пусковых схем	364
10-3. Описание пусковых схем к блокам 300 Мвт	370
10-4. Работа блоков при переменных режимах и внезапных сбросах нагрузки	373
10-5. Сравнительная экономичность пусковых схем	376
Приложения	—
I. Стоимостные характеристики систем водоснабжения	379
II. Влияние единичной мощности и типа турбоагрегата на технико-экономические показатели турбоустановки	385
III. Обоснование предельной мощности одновальных турбоагрегатов	392
IV. Влияние начальных параметров пара на тепловую экономичность турбоустановок	397
V. Материалы для труб котельных агрегатов	402
VI. Расчетная температура охлаждающей воды	404
VII. Таблица перевода использованных в данной книге единиц измерения в единицы Международной системы (СИ)	—

ГЛАВА ПЕРВАЯ

ВОПРОСЫ МЕТОДИКИ ТЕХНИКО-ЭКОНОМИЧЕСКОГО СОПОСТАВЛЕНИЯ ВАРИАНТОВ ЭНЕРГЕТИЧЕСКОГО ОБОРУДОВАНИЯ

1-1. Постановка вопроса и общие соображения

При выборе типов, параметров и характеристик энергооборудования приходится сопоставлять различные варианты, характеризующиеся разными значениями ряда показателей: удельного расхода тепла (топлива), материальных и трудовых затрат на оборудование (себестоимость изготовления или цена, металлозатраты, затраты труда на изготовление), уровня надежности, располагаемых мощностей и выработки энергии, а также потребления энергии на собственные нужды.

Кроме того, выбор варианта может зависеть от изменения затрат на смежные отрасли народного хозяйства: а) на топливобывающую промышленность в связи с различными расходами топлива для сопоставляемых вариантов; б) на энергомашиностроительную и металлургическую промышленность в связи с различием затрат металла и труда; в) на транспорт топлива (включая как единовременные затраты, так и издержки на перевозки а раз- мере, соответствующем различным уровням потребления топлива); г) на систему передачи и распределения электроэнергии в слу- чаях, если сопоставляемые варианты характеризуются различными уровнями концентрации производства электроэнергии, или же в связи с необходимым резервированием энергооборудования; д) на дополнительную мощность электрогенерирующих устано- вок, компенсирующих разницу в располагаемой мощности при различных вариантах (с учетом потерь в электрических сетях).

Очевидно, что сопоставление вариантов по большому числу разнотипных показателей затруднительно, поскольку результаты могут быть противоречивы.

В наиболее общем и полном виде методика сопоставления ва- риантов в энергетике изложена в трудах [Л. 1-1 и 1-2]. Здесь же эти вопросы рассматриваются применительно к более узкой, специ- фической задаче — сопоставлению вариантов по выбору пара-

метров и характеристик оборудования конденсационных электростанций (КЭС) для определенных условий. При этом излагаются методы и приводятся некоторые количественные соотношения, практически использованные в данной работе.

Как известно, в общем случае приведение различных вариантов к сопоставимому виду должно включать:

- 1) приведение вариантов к одинаковому энергетическому эффекту;
- 2) комплексный учет затрат, связанных с п. 1, в том числе затрат на смежные отрасли;
- 3) обеспечение оптимальных условий для каждого из сопоставляемых вариантов;
- 4) соизмерение единовременных и ежегодных затрат.

1-2. Приведение вариантов к одинаковому энергетическому эффекту

Приведение сопоставляемых вариантов к одинаковому энергетическому эффекту означает приведение их к уровню выпуска продукции, способному удовлетворить одинаковых потребителей. В общем случае это относится к различным видам продукции, отпускаемой электростанцией: электроэнергии, пару для технологических нужд, теплу для отопления. В данном случае, применительно к КЭС, учитывается лишь отпуск электроэнергии.

Приведение к одинаковому энергетическому эффекту в этих условиях сводится к обеспечению для всех сопоставляемых вариантов одинаковой суммарной располагаемой электрической мощности, подведенной к потребителям, в целом по энергосистеме, а также одинакового суммарного электропотребления. При этом целесообразно выделить два случая.

а) Сопоставлению подлежат варианты энергооборудования, отличающиеся единичной мощностью. Поскольку здесь рассматриваются варианты выбора оборудования, подлежащего изготовлению, то в этом случае сопоставляются варианты комплектования энергосистемы энергетическими агрегатами различных типоразмеров.

Соответственно выбору единичной мощности количество агрегатов в системе будет различным.

Требование одинакового энергетического эффекта предусматривает также одинаковую надежность энергоснабжения. Поэтому в зависимости от устанавливаемого типа энергетических агрегатов (блоков) в энергосистеме необходимый резерв мощности в ней будет различным, что при сопоставлении вариантов также надо учитывать (см. вторую главу).

Результаты сопоставления при такой постановке вопроса будут зависеть от выбранной мощности энергетической системы (вместе с единичной мощностью, влияющей на число агрегатов или блока

в энергосистеме), а также от мощностей отдельных электростанций, определяющих число агрегатов на каждой электростанции.

Выбор мощности энергосистемы должен отражать условия различных районов страны на рассматриваемый период.

Мощность же электростанции может оказаться связанной с единичной мощностью комплектующих ее блоков: при увеличении мощности блоков, с учетом их оптимального числа на электростанции, появляются дополнительные факторы, благоприятствующие повышению в определенной степени также и мощности электростанции.

В этих условиях иногда (в зависимости от расположения станции по отношению к потребителям) может потребоваться также и увеличение мощности линий электропередачи с учетом передачи рабочей мощности и резервирования отдельных агрегатов (см. третью главу).

б) *Сопоставлению подлежат варианты оборудования с одинаковой номинальной мощностью.* При этом рассматриваются варианты, отличающиеся выбором определенных характеристик, влияющих на фактически располагаемую мощность (например, при различных вариантах выбора давления в конденсаторе), или же на расход энергии на собственные нужды (например, при различных начальных параметрах пара, при варьировании температуры питательной воды, что влияет на мощность питательных насосов) или же на оба указанных фактора (например, при изменении расхода охлаждающей воды, когда изменяются и располагаемая мощность вследствие изменения вакуума в конденсаторе, и расход энергии на собственные нужды).

В этих случаях приведение к одинаковому энергетическому эффекту сводится к обеспечению одинаковой для всех вариантов располагаемой мощности (нетто) в энергосистеме. При этом необходимо учитывать, что увеличение мощности и энергии, отпускаемой с шин станции, сопровождается соответствующим вытеснением мощности и энергии с замещаемых электростанций энергосистемы.

Поскольку разница располагаемых мощностей для сопоставляемых вариантов, даже подсчитанная в масштабе всей энергосистемы, обычно получается относительно малой и не может заместить целой электростанции, то принимается, что на одной из электростанций изменяется количество подлежащих установке блоков. Стоимость единицы мощности добавляемого или вытесняемого блока оказывается ниже стоимости установленного киловатта по электростанции в целом, что в среднем может быть учтено введением коэффициента 0,80—0,85.

Другим решением в этом случае может быть такое изменение мощности основного теплового и вспомогательного оборудования данной электростанции, которое могло бы компенсировать изменение располагаемой электрической мощности (нетто) по сравне-

нию с располагаемой мощностью в другом сопоставляемом варианте.

При этом следует учесть необходимое изменение мощностей большого количества технологически связанных элементов оборудования блока и трубопроводов, а также относящейся к ним строительной части электростанции.

Стоимость тепломеханического оборудования обычно пропорциональна его мощности в степени 0,6—0,8. Мощность электрической части станции, согласно указанию постановке вопроса, может остаться неизменной.

При втором методе учета изменения располагаемой мощности ее удельная стоимость получается несколько ниже, чем при первом. Однако при этом приходится считать возможным создание оборудования специальных типоразмеров с произвольным отклонением мощностей от шкалы стандарта, что в наших условиях не соответствует действительности. Поэтому первый метод, основанный на учете изменения замещаемой в энергосистеме мощности, представляется в большинстве случаев более правильным.

Естественно, что приведение вариантов к одинаковому энергетическому эффекту требует, кроме учета замещаемой в энергосистеме мощности, также и учета замещаемой в энергосистеме электроэнергии.

Выбор типа замещающей электростанции в значительной степени определяется характером (графиком) изменения в течение года дополнительной располагаемой мощности рассматриваемого варианта.

Так, неизменная в течение года дополнительная располагаемая мощность (или ее составляющая) может, очевидно, замещать в энергосистеме некоторую часть базисной конденсационной мощности. С другой стороны, если некоторая дополнительная располагаемая мощность получается в холодное время года (как, например, для варианта турбины с более развитой частью низкого давления), она, очевидно, может замещать в энергосистеме некоторую сезонную мощность, обеспечиваемую, например, турбинами с противодавлением (с отпуском тепла на отопительные нужды). Дополнительная мощность и энергия, получаемые в одном из вариантов КЭС в летнее время (например, за счет установки конденсатора с большей поверхностью), могут замещать в энергосистеме дополнительную мощность и энергию, вырабатываемые на отопительных ТЭЦ (с отборами и конденсацией пара) в теплое время года за счет имеющегося на таких ТЭЦ в этот период избытка мощности котлов.

Очевидно, что для объективной оценки целесообразности дополнительных затрат, связанных с увеличением располагаемой мощности и выработки энергии на КЭС, из всех возможных вариантов замещаемой в энергосистеме мощности следует выбирать наиболее дешевый.

Во всех случаях непеременим условием сопоставимости вариантов оборудования с различными характеристиками является одинаковый технический уровень его изготовления. Поэтому, например, сопоставление удельных расходов тепла для турбины К-200-130 и К-300-240 (даже после их приведения к одинаковой единичной мощности) не может служить основанием для выявления эффективности повышения параметров пара: эти типы турбин значительно отличаются сроками проектирования, а следовательно, и техническими средствами, использованными для повышения экономичности проточной части.

Вместе с тем результаты непосредственного сопоставления удельных расходов тепла данных типов турбин наряду с другими технико-экономическими показателями могут быть использованы при решении вопроса о выборе оборудования и параметров пара для конкретной электростанции.

1-3. Комплексный учет единовременных затрат

а) Оборудование

Согласно методике бывшего ГНТК [Л. 1-3] и разработанной для котло- и турбостроения специальной методике [Л. 1-4], единовременные затраты для сопоставляемых вариантов оборудования должны базироваться на действующих ценах. Это практически применимо в тех случаях, когда речь идет об оборудовании с утвержденными ценами. При этом цена должна учитывать, кроме себестоимости изготовления, необходимую прибыль для общественных нужд, а также окупаемость затрат, связанных с обеспечением необходимых производственных мощностей заводов, изготавливающих оборудование по сопоставляемым вариантам.

Очевидно, что различная трудоемкость изготовления оборудования (при одинаковом техническом уровне производства) в общем случае должна оказать влияние на производственную мощность завода-изготовителя. Величина материальной составляющей себестоимости оборудования в конечном счете также связана с затратами общественного труда на различных стадиях производства (включая геологическую разведку, добычу руды, выплавку чугуна и стали и изготовление заготовок). Поэтому для изготовления продукции заданной суммарной мощности при различных вариантах, отличающихся трудоемкостью и себестоимостью, могут потребоваться различные производственные мощности заводов энергостроения и добывающей промышленности, что должно также найти отражение в цене продукции.

При рассматриваемой постановке задачи, когда исследуются рациональные параметры и характеристики еще не изготавливаемого оборудования, невозможно базироваться на каких-либо ценах.

Путем предварительных расчетов или проектных разработок могут быть приблизительно определены лишь показатели воз-

можной себестоимости различных типов оборудования или его элементов. Однако при определении заводской себестоимости продукции не учитываются необходимые затраты на производственную базу энергомашиностроения и металлургии (например, затраты на оборудование заводов включаются лишь в виде годовых издержек на его амортизацию и ремонт). Необходимость учета в технико-экономических расчетах этой дополнительной составляющей, связанной с единовременными затратами, может быть объяснена тем, что тот из сопоставляемых вариантов, который требует больших вложений материальных средств и труда в изготовление оборудования, потребует и более значительных затрат на развитие всех участвующих в процессе производства промышленных предприятий для обеспечения выпуска продукции заданной суммарной мощности.

Вопрос о целесообразности учета вложений в производственную базу энергомашиностроения освещается в действующих типовых методиках следующим образом. Методика [Л. 1-3], не отрицая принципиально необходимости учета этих затрат, ссылается на незначительность их влияния на экономические показатели изготавливаемого энергетического оборудования. Вместе с тем отраслевая методика [Л. 1-4] предусматривает возможность учета указанных затрат, если это необходимо и существенно. Введение в технико-экономические расчеты какой-либо прибыли, предназначенной для нужд общества и хозяйства в целом, в этих методиках не предусматривается вследствие трудности ее обоснования.

В связи с приведенными соображениями в данной работе при определении единовременных затрат на энергооборудование в большинстве случаев используются показатели заводской себестоимости комплектного оборудования и его элементов с учетом необходимой окупаемости дополнительных вложений в производственную базу. При определении себестоимости оборудования основное внимание следует уделять сопоставимости цифр для различных вариантов. При этом более удобным и точным является определение не абсолютной величины себестоимости, а ее изменения, обусловленного изменением параметров рабочего процесса или характеристик тепловой схемы или оборудования.

В перспективных расчетах более правильным было бы вводить перспективную стоимость оборудования и металла, которая, однако, как правило, неизвестна. Равным образом следует вводить и перспективную стоимость топлива.

В условиях развития нашей экономики как себестоимость оборудования и металла, так и стоимостные показатели топлива должны с течением времени снижаться вследствие совершенствования технологических процессов и роста производительности труда (интересно отметить, что в США цены на оборудование, металл и топливо непрерывно растут).

Поскольку влияние этих факторов (себестоимость оборудования и металла — с одной стороны, и топлива — с другой) противоположно, представляется допустимым вести расчет по современным стоимостным показателям оборудования и металла и по стоимости топлива на ближайший период (как показано ниже, перспективная стоимость топлива может приниматься средней за 8-летний срок эксплуатации оборудования).

При определении расчетной стоимости оборудования дополнительные затраты, связанные с окупаемостью капиталовложений в производственную базу, должны включать затраты не только непосредственно на энергомашиностроение, но и на смежные отрасли (металлургия и т. д.). Для определения этих затрат могут быть использованы ориентировочные перспективные данные, приведенные в табл. 1-1.

Таблица 1-1

Капитальные вложения, связанные с развитием энергомашиностроительных
(в рублях на рубль валовой продукции энергомашиностроения)

№ п/п	Наименование затрат	Турбинные заводы	Котельные заводы
1	Капитальные вложения в энергомашиностроительные заводы	0,956	0,611
2	Дополнительные вложения в трубопрокатную промышленность	—	0,460
3	Капитальные затраты на развитие металлургического производства	0,151	0,081
4	То же с учетом вложений в железнорудную и угольную базы (4) = 1,4 · (3)	0,211	0,113
5	Сумма дополнительных капитальных затрат с учетом смежных отраслей (5) = (1) + (2) + + (4)	1,167	1,184

Как видно из таблицы, дополнительные затраты на турбостроение и котлостроение, включая смежные отрасли, на 1 руб себестоимости дополнительной продукции составляют 1,17—1,19 руб/руб.

Расчетная стоимость оборудования $K_{об}^p$ может быть получена (аналогично тому, как это делается применительно к топливу) прибавлением к его себестоимости $K_{об}$ необходимых одновременных затрат на развитие производственной базы ΔK_n , разделенных на срок окупаемости Θ :

$$K_{об}^p = K_{об} + \frac{\Delta K_n}{\Theta}. \quad (1-1)$$

При отнесении этих затрат к единице себестоимости продукции получаем

$$\frac{K_{об}^p}{\Lambda_{об}} = 1 + \frac{\Delta K_{п}}{\Lambda_{об}^0} \quad (1-1')$$

Как показано выше, отношение $\frac{\Delta K}{\Lambda_{об}} = 1,17 \div 1,19$ руб/руб, откуда

$$\frac{K_{об}^p}{\Lambda_{об}} = 1 + (0,146 \div 0,149).$$

Далее в расчетах принимается $\frac{K_{об}^p}{\Lambda_{об}} = 1,15$. Это означает, что капитальные вложения в развитие турбостроения и котлостроения, включая затраты на необходимые смежные отрасли, учитываются увеличением показателей себестоимости оборудования в среднем на 15%.

Это увеличение единовременных затрат, связанных с созданием оборудования, очевидно, может иметь значение в тех случаях, когда (как это обычно бывает) эффективность какого-либо варианта оценивается сопоставлением дополнительных затрат на оборудование с экономией в расходе топлива.

Сказанное принципиально относится и к строительным материалам, стоимость которых должна учитывать необходимые затраты на соответствующие отрасли промышленности. Практически при использовании освоенных материалов могут быть приняты во внимание не показатели их себестоимости, а утвержденные цены; как было отмечено выше, это делает излишним отдельный учет вложенный в развитие промышленности строительных материалов.

б) Добыча и транспорт топлива

В соответствии с инструкциями о методике технико-экономических расчетов в энергетике [Л. 1-2 и 1-3] при определении затрат, связанных с потреблением топлива, следует учитывать, кроме себестоимости его добычи, также и единовременные затраты, обусловленные необходимым расширением топливодобывающей промышленности, а также вложения в транспорт. Затраты, связанные с развитием топливодобывающей промышленности, обычно относятся к единице добавочной продукции в год (1 т у. т./год). Они зависят от способа и условий топливодобычи (при отнесении их к тонне условного топлива — также от теплотворной способности топлива) и потому существенно отличаются для различных районов.

Имеющиеся данные по этому вопросу [Л. 1-4 и 3-3] для различных месторождений топлива приведены в табл. 1-2.

Экономические показатели добычи углей различных месторождений

Марки угля и месторождения	Способ добычи	Себестоимость 1 т у. т., руб		Удельные затраты на 1 т в год, руб.	
		на 1965 г. [Л. 1-4]	на перс- пективный период [Л. 3-3]	на 1965 г. [Л. 1-4]	на перс- пективный период [Л. 3-3]
Донецкий антрацит . . .	Шахтный	—	6,0	—	20,5
Донецкий АШ	»	7,8	5,2	21,0	18,0
Донецкий каменный . . .	»	11,5	6,9	24,8	23,0
Кузнецкий	Открытый	3,0	2,2	14,3	14,0
Львовско-Волынский . . .	Шахтный	10,2	7,3	35,6	24,0
Воркутинский	»	11,6	7,0	38,2	27,5
Днелровский	Открытый	7,9	6,1	83,5	39,5
Карагадинский	Шахтный	6,5	4,6	19,5	20,0
Экибастузский	Открытый	2,4	1,6	16,3	10,0
Майкобенское месторож- дение	»	2,2	2,2	21,3	25,0
Куу-Чекинское	»	3,1	3,1	17,4	14,0
Ангренское	»	5,8	4,4	30,8	15,0
Итатское	»	1,7	1,0	13,9	5,0
Ирша-Бородинское	»	1,2	0,8	10,5	4,0
Черногорское	»	3,0	2,5	24,1	14,0
Черемховское	»	3,0	2,0	13,9	7,5
Черновское	»	9,3	5,5	22,0	17,5
Харанорское	»	4,5	5,0	36,3	28,0
Бикинское	»	4,7	6,3	26,0	27,0
Райчихинское	»	4,6	4,0	25,5	14,5

Поскольку на конденсационных электростанциях предполагается использование в основном твердых топлив, затраты на добычу и трубопроводный транспорт жидких и газообразных топлив здесь (как и далее) не приводятся. Как видно из табл. 1-2, необходимые удельные затраты на расширение добычи топлива на 1965 г. составляют: при шахтной добыче от 20 до 38 руб·год/т у. т.; при открытых разработках в среднем от 10 до 30 руб·год/т у. т. Эти цифры в перспективе значительно снижаются, однако в районах с дефицитом топлива возможно повышение стоимости топлива.

С потреблением топлива связаны также капитальные затраты на его транспорт. Эти затраты направляются на усиление существующих или сооружение новых железнодорожных линий или иных путей сообщения, а также на обеспечение их подвижным составом. В зависимости от мощности и характера железнодорожных линий затраты на транспорт топлива, отнесенные к единице перевозимого натурального топлива, могут варьироваться в довольно широком диапазоне. Если их отнести к одной транспортируемой тонне условного топлива, они будут также суще-

Показатели необходимых затрат на железнодорожный транспорт топлива по данным [Л. 1-2 и 1-4]

Наименование	Пропускная способность 1 км железной дороги, млн. т. км						Усиление и реконструкция существующих железных дорог [Л. 1-4]	Сооружение нового пути [Л. 1-4]	Специальная топливная дорожка [Л. 1-4]
	5		10		15				
	[Л. 1-4]	[Л. 1-2]	[Л. 1-4]	[Л. 1-2]	[Л. 1-4]	[Л. 1-2]			
Тепловозная тяга									
Затраты, тыс. руб/км . . .	—	173	—	240	—	340	420	—	—
в том числе на путевые устройства	—	123	—	155	—	200	240	—	—
на подвижной состав . .	—	50	—	84	—	140	180	—	—
Удельные затраты, коп/т.км	1,8—3,3	1,45	0,92—1,78	1,0	0,67—1,12	0,71	0,59	0,5—0,61	1,7—2,2
Электровозная тяга									
Затраты, тыс. руб/км . . .	—	180	—	230	—	320	400	—	—
в том числе на путевые устройства	—	140	—	170	—	220	280	—	—
на подвижной состав . . .	—	40	—	60	—	100	140	—	—
Удельные затраты, коп/т.км	1,95—3,7	1,5	1,08—1,95	0,96	0,78—1,23	0,67	0,59	0,5—0,62	1,7—2,2

ственно зависеть от теплотворной способности натурального топлива.

Данные о необходимых затратах на транспорт топлива, согласно [Л. 1-2 и 1-4], приведены в табл. 1-3. Удельные показатели отнесены здесь к тонне натурального топлива.

Из таблицы видно, что удельные единовременные затраты на транспорт топлива зависят главным образом от провозоспособности железной дороги.

Поскольку все затраты на добычу и транспорт топлива основываются на ценах на необходимое оборудование, дополнительного учета затрат на развитие соответствующих отраслей промышленности здесь не требуется.

1-4. Ежегодные расходы

Основные статьи ежегодных расходов, учитываемые в технико-экономических расчетах в энергетике, включают издержки на топливо, годовые отчисления от единовременных затрат на амортизацию и текущий ремонт оборудования и сооружений, а также расходы на зарплату эксплуатационного персонала и общестанционные и прочие расходы.

а) Издержки на топливо

В соответствии с типовой методикой бывшего ГНТК [Л. 1-3] расходы на топливо определяются исходя из себестоимости потребляемого топлива, с учетом также затрат на его транспортировку к месту потребления.

Себестоимость топлива различных марок на различные перспективные сроки дана в табл. 1-2.

Приведенные цифры свидетельствуют о чрезвычайно широком диапазоне изменения себестоимости добычи топлива: например, на 1965 г. от 1,2 руб/т у. т. для Ирша-Бородинского месторождения до 11,5 руб/т у. т. для донецкого каменного угля.

При определении себестоимости топлива франко-электростанция необходимо учитывать также стоимость перевозки. Показатели себестоимости перевозки 1 т·км натурального топлива по данным [Л. 1-1] представлены в табл. 1-4 для различных значений грузонапряженности железной дороги.

Поскольку капитальные затраты, связанные с добычей и транспортом топлива, при прочих равных условиях пропорциональны расходу топлива, практически удобно учитывать эти затраты совместно с ежегодными расходами на топливо.

С этой целью в практику технико-экономических расчетов введено понятие расчетной стоимости топлива (c_T^p), включающей, кроме себестоимости добычи топлива (c_T) и себестоимости его транспорта ($c_{тр}$), также и единовременные затраты на добычу ($K_{доб}$) и транспорт ($K_{тр}$) топлива, разделенные на срок окупаемости Θ .

Показатели себестоимости перевозки натурального топлива

Дальность перевозки, км	Показатели себестоимости перевозки натурального топлива ¹ (с учетом операций по погрузке и разгрузке), коп/т км, при грузонапряженности 1 км дорог, млн т км/год						
	1	5	10	15	20	40	60
100	$\frac{1,26}{-}$	$\frac{0,96}{-}$	$\frac{0,80}{0,68}$	$\frac{0,77}{0,65}$	$\frac{0,74}{0,625}$	$\frac{0,72}{0,605}$	$\frac{0,71}{0,59}$
250	$\frac{0,96}{-}$	$\frac{0,66}{-}$	$\frac{0,50}{0,455}$	$\frac{0,47}{0,425}$	$\frac{0,44}{0,40}$	$\frac{0,42}{0,38}$	$\frac{0,41}{0,365}$
1000	$\frac{0,81}{-}$	$\frac{0,51}{-}$	$\frac{0,35}{0,275}$	$\frac{0,32}{0,245}$	$\frac{0,29}{0,22}$	$\frac{0,27}{0,20}$	$\frac{0,26}{0,185}$

¹ В числителе — при тепловозной тяге, в знаменателе — при электровозной тяге.

Расчетная стоимость топлива франко-склад электростанции определяется при этом по формуле

$$c_T^p = c_T + c_{тр} + \frac{K_{доб} + K_{тр}}{\theta} [\text{руб/т у. т.}] \quad (1-2)$$

Здесь все показатели отнесены к одной тонне условного топлива.

При технико-экономических сопоставлениях приходится вводить в расчет не стоимость топлива, сжигаемого на данной электростанции, в стоимость топлива, вмещаемого в данном районе. Это объясняется тем, что практически часто масштабы топливодобычи в некоторых месторождениях определяются местными условиями и не могут быть изменены. Например, при добыче сравнительно дорогих топлив расширять масштабы топливодобычи неэкономично, однако в систему топливодобычи в прошлом были вложены значительные средства, которые невыгодно замораживать. В этих случаях целесообразно продолжать эксплуатацию имеющихся шахт на уровне производительности, позволяющей ограничить дополнительные затраты некоторым минимумом.

Аналогичное положение может быть и при низкой себестоимости угля, например, в случае, если возможность расширения масштаба разработок ограничена мощностью месторождения или малой транспортной способностью топлива, а также если топливом являются отходы производства, поступающие в ограниченном количестве.

При использовании естественного газа, доставляемого газопроводом, необходимо учитывать, что при всех вариантах, характеризующихся изменением потребления газа на рассматриваемом

объекте, газопроводу выгодно обеспечить максимальную загрузку, ограниченную его пропускной способностью. Поэтому изменение расхода газа на рассматриваемом объекте должно компенсироваться соответствующим изменением его потребления на других объектах, что в конечном итоге вызовет изменение потребления какого-либо иного (как правило, твердого) топлива в районе. Газообразное топливо может считаться замещаемым обычно лишь непосредственно в районах его месторождений. Возможные замещаемые марки топлив для различных районов даны в табл. 1-5.

Как отмечалось выше, затраты на добычу топлива, а следовательно, и его себестоимость с течением времени будут меняться. Поскольку оборудование эксплуатируется в течение длительного срока после его изготовления (20—25 лет), очевидно, что перспективная стоимость топлива должна выбираться для периода, значительно более позднего, чем срок изготовления оборудования и сооружения энергоустановки.

Затраты на топливо в течение длительного времени должны определяться с учетом фактора времени. При этом более отдаленные по времени затраты в некоторой степени обесцениваются по сравнению с затратами первых лет эксплуатации. Сумма ежегодных издержек на топливо в течение 20—25 лет работы оборудования, подсчитанная при неизменной стоимости топлива, но с учетом фактора времени при норме эффективности $\sigma = 0,125$ и приведенная к первому году эксплуатации, оказывается равной сумме годовых издержек за 8 лет эксплуатации, подсчитанной без учета фактора времени.

Переменная в течение времени стоимость топлива может в технико-экономических расчетах приниматься средней за 8-летний срок эксплуатации оборудования.

б) Годовые отчисления на амортизацию и ремонт

Амортизационные отчисления предназначены для восстановления основных фондов, утрачиваемых в процессе производства. Они включают издержки на капитальный и средний ремонты, на замену изношенных частей и модернизацию оборудования. Кроме того, к ним относятся также отчисления, необходимые для замены

Таблица 1-5

Предположительные марки замещающих топлив для различных районов	
Районы	Марки замещающих топлив
Северо-Запад	Донецкий уголь
Запад	» »
Центр	» »
Юг	Донецкий уголь и местный газ
Поволжье	Донецкий уголь
Урал	Кузнецкий уголь
Северный Казахстан	Экибастузский уголь
Центральная Сибирь	Канско-Ачинские угли
Средняя Азия	Естественный газ

отработавших, морально устаревших основных фондов новыми по истечении срока их морального износа.

Величина этих отчислений зависит от режима работы и условий эксплуатации.

С 1 января 1963 г. введены единые нормы амортизационных отчислений по основным фондам народного хозяйства СССР. Выписка из них в части, касающейся энергетического оборудования, дана в табл. 1-6.

Таблица 1-6

Нормы амортизационных отчислений для энергетического оборудования и зданий электрических станций (в процентах)

Наименование	Общая норма амортизационных отчислений	В том числе	
		на капитальный ремонт	на полное восстановление
Силовые машины и оборудование (при числе часов использования $h_n = 6000 \text{ ч/год}$)			
Котельные установки, работающие на малозольном твердом топливе ($A_{пр} \leq 4,0\%$, $S_{пр} \leq 0,2\%$ на 1000 ккал/кг)	8,7	5,4	3,3
на высокозольном и сернистом топливе ($A_{пр} > 4,0\%$, $S_{пр} > 0,2\%$ на 1000 ккал/кг) с коэффициентом 1,3	11,3	7,0	4,3
на малосернистом мазуте и газе с коэффициентом 0,9	7,9	4,9	3,0
Паровые турбоагрегаты	7,0	3,7	3,3
<i>Вспомогательное силовое оборудо-</i>			
Вспомогательное теплотехническое оборудование	13,3	10,0	3,3
Силовое электротехническое оборудование	6,3	3,0	3,3
Производственные здания			
Здания каркасные, с железобетонным или металлическим каркасом, с заполнением каркаса каменными материалами	3,75	2,25	1,50
Здания с каменными стенами из штучных камней и крупноблочные	4,2	2,4	1,8

Примечания 1 При числе использования котло- и турбоагрегатов, отличном от 6000 ч/год, вводятся следующие коэффициенты: 0,9 при $h_n = 5000-6000 \text{ ч/год}$, 0,8 при $h_n = 4000-5000 \text{ ч/год}$; 0,7 при $h_n = 4000 \text{ ч/год}$.

2. При эксплуатации производственных зданий в условиях агрессивной среды или увлажненности к норме отчислений на капитальный ремонт вводится коэффициент 1,5

Кроме расходов на амортизацию, в годовые издержки включаются расходы на текущий ремонт, принимаемые в среднем равными 20% от указанных амортизационных отчислений.

Таблица 1-7

Штатный коэффициент, чел./Мвт

Количество и мощность турбин, тыс кВт	90 атм; 535° С				130 атм 565/565° С				240 атм, 580/585° С			
	Аш или каменный уголь		Бурая уголь		Аш или каменный уголь		Бурая уголь		Аш или каменный уголь		Бурая уголь	
	1	2	1	2	1	2	1	2	1	2	1	2
Общая мощность электростанции, тыс кВт												
Газообразное или жидкое топливо												
2х50	4,2	2,4	3,4	3,0	3,6	2,1	—	—	—	—	—	—
4х50	2,4	1,4	3,1	1,8	2,1	1,2	—	—	—	—	—	—
6х50	1,8	1,1	2,3	1,3	1,6	0,9	—	—	—	—	—	—
3х100	1,73	1,0	2,28	1,3	1,45	0,83	1,8	1,0	1,15	0,7	—	—
6х100	1,0	0,6	1,3	0,8	0,9	0,5	1,1	0,64	0,7	0,4	—	—
2х150	—	—	—	—	—	—	1,2	0,6	1,0	0,6	—	—
4х150	—	—	—	—	—	—	0,7	0,4	0,5	0,4	—	—
3х200	—	—	—	—	—	—	0,7	0,39	0,93	0,5	—	—
4х200	—	—	—	—	—	—	0,5	0,3	0,7	0,4	—	—
5х200	—	—	—	—	—	—	0,4	0,23	0,55	0,32	—	—
8х200	—	—	—	—	—	—	0,34	0,19	0,48	0,25	—	—
2х300	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
4х300	—	—	—	—	—	—	—	—	0,63	0,35	0,8	0,43
6х300	—	—	—	—	—	—	—	—	0,37	0,22	0,48	0,28
8х300	—	—	—	—	—	—	—	—	0,29	0,17	0,38	0,22
2400	—	—	—	—	—	—	—	—	0,25	0,15	0,32	0,20
6х600	—	—	—	—	—	—	—	—	0,20	0,12	0,25	0,16
4х800	—	—	—	—	—	—	—	—	0,20	0,12	0,25	0,16

Примечания: 1 — полная удельная численность персонала, 2 — в том числе удельная численность без ремонтного и административно-хозяйственного персонала.

**в) Заработная плата эксплуатационного персонала,
общестанционные и прочие расходы**

В расходы на заработную плату включается лишь заработная плата постоянного производственного персонала согласно штатным ведомостям. Заработная плата персонала, занятого капитальными и текущими ремонтами, учитывается соответственно в амортизационных отчислениях и издержках на текущий ремонт. Содержание административно-управленческого аппарата входит в статью «Общестанционные расходы» (см. ниже). Для укрупненных технико-экономических сопоставлений численность персонала принимается согласно приводимым ниже нормам, а средняя заработная плата на одного работника округленно по статистическим данным составляет 1300 руб/год [Л. 1-4], включая социальное страхование, различные доплаты и оплату отпусков.

Средние значения штатного коэффициента (количество человек на 1 Мвт мощности) по данным института «Теплоэлектропроект» приведены в табл. 1-7.

В общестанционные расходы входят расходы на содержание управленческого персонала, пожарной и сторожевой охраны, хозяйственные и канцелярские расходы.

Прочие расходы включают потери топлива при транспортировке со станции назначения, расходы по охране труда, издержки на приобретение эксплуатационных материалов (смазочных материалов, трансформаторного масла, шаров для мельниц, материалов для химической очистки воды), расходы на инструменты и спецодежду и т. п.

Общестанционные и прочие расходы рекомендуется принимать в размере 30% от всех прочих годовых издержек, кроме расходов на топливо (т. е. от суммы расходов на амортизацию, текущий ремонт и зарплату персонала).

**1-5. Соизмерение единовременных затрат
и ежегодных расходов**

а) Срок окупаемости и норма эффективности капитальных затрат

В энергетических расчетах варианты, характеризуемые меньшим удельным расходом топлива, обычно отличаются более высокими единовременными затратами. В таких случаях приходится рассматривать вопрос о том, насколько дополнительные единовременные затраты, необходимые при переходе от более дешевого варианта к более дорогому, компенсируются экономией ежегодных расходов. В качестве критерия при этом рекомендуется [Л. 1-3] срок окупаемости указанных дополнительных единовременных затрат, определяемый выражением

$$\Theta = - \frac{\Delta K}{\Delta H}, \quad (1-3)$$

где Θ — срок окупаемости;

ΔK — дополнительные затраты при переходе от первого варианта ко второму;

ΔI — изменение ежегодных расходов (издержек): $\Delta I = I_2 - I_1$.

Очевидно, что положительный срок окупаемости соответствует случаю, когда увеличению единовременных затрат ΔK сопутствует уменьшение годовых издержек. Если ΔK и ΔI имеют одинаковый знак, то варианты абсолютно выгодны или абсолютно невыгодны (в зависимости от того, будут ли ΔK и ΔI отрицательны или положительны).

Если вместо приращения годовых издержек ввести их экономию ($\Delta I = -\Delta I$), то выражение для срока окупаемости примет вид

$$\Theta = \frac{\Delta K}{\Delta I}. \quad (1-3')$$

В общем случае изменение годовых издержек складывается из изменения суммы отчислений на амортизацию, расходов на текущие ремонты ($n\Delta K$) и расходов на топливо (ΔI_t), а также изменения заработной платы эксплуатационного персонала и общестанционных и прочих расходов.

Практически изменение характеристик или конструкции отдельных элементов оборудования конденсационного блока не может заметно сказаться на величине общестанционных и прочих расходов.

При неизменном уровне механизации и автоматизации возможные изменения в заработной плате также оказываются пренебрежимо малыми. Поэтому при сопоставлении различных вариантов энергооборудования КЭС можно с достаточной точностью принять

$$\Delta I = \Delta I_t + \Delta K_n. \quad (1-4)$$

Изменение единовременных затрат должно учитывать изменение как затрат на собственно энергоустановку K' (с приведением к равному энергетическому эффекту), так и затрат на развитие добычи и транспорта топлива вследствие изменения его расхода:

$$\Delta K = \Delta K' + \Delta K_{\text{доб}} + \Delta K_{\text{тр}}.$$

При этом, однако, издержки на амортизацию и ремонт, связанные с затратами $\Delta K_{\text{доб}}$ и $\Delta K_{\text{тр}}$, в расчет не вводятся, поскольку они вошли в себестоимость топлива франко-электростанция (т. е. с учетом стоимости его перевозки). В результате выражение (1-3) принимает вид

$$\Theta = - \frac{\Delta K' + \Delta K_{\text{доб}} + \Delta K_{\text{тр}}}{\Delta K'_n + \Delta B (c_t + c_{\text{тр}})}, \quad (1-3'')$$

где ΔB — изменение расхода топлива ($\Delta B = B_2 - B_1$);

c_t — себестоимость добычи топлива;

$c_{\text{тр}}$ — стоимость перевозки.

Замена себестоимости топлива его расчетной стоимостью по уравнению (1-2) приводит к выражению

$$\Theta = - \frac{\Delta K'}{\Delta K' n + \Delta B c_T^P}. \quad (1-3'')$$

Как видно из (1-3''), в этом случае вложения в добычу и транспорт топлива (развитие железнодорожных путей и т. п.) не включаются в единовременные затраты, поскольку они учтены в расчетной стоимости топлива. В качестве предельного допустимого срока окупаемости принимается нормативная величина для теплоэнергетики, равная 8 годам [Л. 1-2; 1-3]. При более продолжительном сроке окупаемости выбор второго варианта вместо первого экономически не оправдывается.

Практически при сопоставлении вариантов следует учитывать как реальную степень точности технико-экономического расчета и исходных данных, так и всю совокупность сопутствующих обстоятельств (прогрессивность вариантов с точки зрения уровня техники, влияние на производительность труда, затраты дефицитных материалов и т. п.).

Выражения типа (1-3) не всегда удобны для практического использования. Например, если сопоставлению подлежат не два, а несколько вариантов, срок окупаемости пришлось бы определять для каждой пары возможных вариантов, что делает сопоставление малонаглядным. Возможны также случаи, когда разность $\Delta K = K_2 - K_1$ мала по сравнению с абсолютными значениями K_2 и K_1 . При этом даже небольшая неточность расчета решающим образом влияет на его результат и может привести к неправильным выводам.

В этих случаях удобнее сопоставлять непосредственно расчетные затраты (Z_p), определяемые выражением

$$Z_p = \sigma K + И \text{ [руб/год]}. \quad (1-5)$$

или с учетом (1-4)

$$Z_p = K(\sigma + n) + И_T \text{ [руб/год]}. \quad (1-5')$$

Приращение расчетных затрат для обоих сопоставляемых вариантов

$$\Delta Z_p = (\sigma K_2 + И_2) - (\sigma K_1 + И_1) \text{ [руб/год]}. \quad (1-5'')$$

где $\sigma = \frac{1}{8}$ — норма эффективности капитальных вложений.

Выражение (1-5) позволяет сопоставить любое количество возможных вариантов непосредственно по расчетным затратам. Кроме того, оно имеет перед (1-3) то преимущество, что позволяет учесть относительную величину приращения расчетных затрат по сравнению с их абсолютным значением.

Учитывая неизбежные неточности в оценке исходных данных, в особенности на перспективу, рекомендуется при $\frac{\Delta Z_p}{\sigma K_1 + H_1} < 0,05$ считать сопоставляемые варианты практически равноценными [Л. 1-2].

Иногда бывает удобно сопоставлять варианты не по расчетным затратам, а по эквивалентным им единовременным вложениям. Приведение расчетных затрат к эквивалентным единовременным вложениям достигается умножением расчетных затрат на срок окупаемости:

$$K_{\text{экв}} = K + \Theta H \text{ [руб]} \quad (1-6)$$

$$K_{\text{экв}} = K (1 + \Theta n) + \Theta H_T \text{ [руб]}. \quad (1-6')$$

б) Фактор времени

Сооружение и эксплуатационное освоение крупных энергетических объектов фактически являются длительными процессами. Сооружение электростанции, как правило, продолжается несколько лет. При этом уже при сооружении первой очереди в первый же год развертывания работ на площадке имеются затраты на объекты, связанные с развитием электростанции на полную мощность. Кроме того, еще до сооружения электростанции были затраты, связанные с проектированием и изготовлением оборудования. Далее, экономический эффект от применения нового энергооборудования достигается практически не в первый год после пуска, а через некоторый промежуток времени, необходимый для его эксплуатационного освоения.

Количественная оценка указанных особенностей может быть произведена исходя из того, что вложение некоторой суммы K в строительство данного объекта означает одновременное изъятие этих средств из народного хозяйства, где их полезное использование давало бы ежегодный экономический эффект, определяемый нормой эффективности вложений. Этот недополученный в народном хозяйстве экономический эффект нарастает с течением времени по формуле сложных процентов. Тем самым одинаковые затраты, вложенные в данный объект в разное время, оказываются экономически неравноценными. Так, затраты K_1 , произведенные в течение первого года строительства, после приведения их к моменту окончания строительства составляют $K_1 (1 + \sigma)^{T-1}$, где T — длительность строительства.

Таким образом, при сопоставлении вариантов имеет значение не только абсолютная величина единовременных затрат и годовых издержек, но и их распределение во времени.

Сопоставление вариантов с учетом фактора времени может производиться по сумме единовременных затрат и годовых издержек, определенных для всего срока службы рассматриваемого

объекта (или срока до его морального износа) и приведенных к какому-либо единому сроку.

Выбор срока приведения затрат не влияет на результаты сопоставления. В работе [Л. 1-5] в качестве такого срока рекомендуется год окончания строительства, т. е. год пуска объекта. Если строительство энергетического объекта длится T лет, а затраты для i -го года составляют K_i , то суммарные затраты, приведенные к последнему году строительства, будут равны

$$\sum K_{\text{прив}} = \sum_{i=1}^{i=T} K_i (1 + \sigma)^{T-i}. \quad (1-7)$$

Аналогично суммарные годовые издержки, определяемые для всего срока службы τ , приведенные к тому же году окончания строительства, составят

$$\sum H_{\text{прив}} = \sum_{i=1}^{i=\tau} \frac{H_i}{(1 + \sigma)^{i-1}}. \quad (1-8)$$

Отсюда видно, что с увеличением длительности строительства возрастает экономическая значимость затрат первых лет, оставшихся омертвленными. Вместе с тем в суммарных годовых издержках в течение срока службы объекта фактор времени усиливает значимость издержек в первые годы эксплуатации, т. е. в течение срока наладки и освоения. Поэтому типы оборудования или параметры, требующие более длительного срока строительства станции или более длительного срока освоения в эксплуатации, при прочих равных условиях окажутся экономически менее эффективными.

Эти дополнительные факторы не могут быть учтены при помощи обычной методики, основанной на определении срока окупаемости.

Сопоставление вариантов при расчетах, выполняемых с учетом фактора времени, можно производить по величинам суммы капитальных затрат и ежегодных расходов в течение срока службы оборудования τ , приведенным к году окончания строительства, т. е. по величинам

$$\sum Z = \sum K_{\text{прив}} + \sum H_{\text{прив}}, \quad (1-9)$$

где приведенные значения суммарных капитальных затрат и суммарных ежегодных расходов определяются по выражениям (1-7) и (1-8).

В простейшем случае, когда капитальные затраты действительно являются единовременными, вопроса о приведении капитальных затрат к году окончания строительства не возникает и, следовательно, $\sum K_{\text{прив}} = K$.

Если к тому же величина ежегодных расходов с течением времени не меняется, то все значения H_i в выражении (1-8) оказы-

ваются равными друг другу и в качестве постоянной величины I могут быть вынесены за знак суммы.

Для этого простейшего случая выражение (1-9) принимает вид

$$\sum Z = K + I \sum_{i=1}^{i=\tau} \frac{1}{(1+\sigma)^{i-1}}. \quad (1-9')$$

Сомножитель величины I в этом выражении может быть представлен, согласно формуле суммы геометрической прогрессии, следующим образом:

$$S = \sum_{i=1}^{i=\tau} \frac{1}{(1+\sigma)^{i-1}} = \frac{(1+\sigma)^{\tau} - 1}{\sigma(1+\sigma)^{\tau}}, \quad (1-10)$$

а при бесконечно большой величине τ

$$S = \frac{1+\sigma}{\sigma}.$$

Имея в виду, что $\frac{1}{\sigma} = \Theta$, можно написать также $S = \Theta + 1$.

Таким образом, для простейших условий ($K_{\text{прив}} = K$; $I_i = \text{const}$; $\tau = \infty$) величина $\sum Z$, согласно выражению (1-9'), равна

$$\sum Z = K + I(\Theta + 1). \quad (1-9'')$$

Сопоставление этого выражения с равенством (1-6), определяющим величину эквивалентных единовременных вложений $K_{\text{экв}}$ (рассчитываемую без учета фактора времени), показывает, что численные значения $\sum Z$ и $K_{\text{экв}}$ различаются лишь на величину ежегодных издержек одного года эксплуатации оборудования I .

С точностью до этой величины значение $\sum Z$ (суммы капитальных затрат и суммы ежегодных расходов за весь период службы оборудования, приведенных к году окончания строительства) в соответствии с выражением (1-5') оказывается равным также расчетным затратам данного варианта Z_p , умноженным на срок окупаемости Θ .

Иначе говоря, справедливы равенства

$$\sum_{\tau=0}^{\tau=\infty} Z - I = K_{\text{экв}} = Z_p \Theta. \quad (1-11)$$

Проведенный анализ показывает, что для приведенных выше простейших условий, расчетные показатели сравниваемых вариантов, определенные по методу срока окупаемости, близко совпадают с результатами расчетов, учитывающих фактор времени. Для сроков службы оборудования $\tau < \infty$, соответствующих реальной продолжительности порядка 20—25 лет, это совпадение показателей, определенных разными методами, является практически еще более близким.

Приведение суммарных затрат к любому другому сроку не меняет соотношения между единовременными затратами и годовыми издержками, поскольку это означает умножение обоих членов правой части выражения (1-9) на некоторый коэффициент. Если все затраты приводятся к последнему году эксплуатации, то этот коэффициент будет равен $(1 + \sigma)^{t-1}$.

Таким образом, метод оценки срока окупаемости позволяет в основном правильно учесть сдвиг во времени между единовременными затратами и эксплуатационными издержками, однако является недостаточным в более сложных случаях, когда затраты растянуты в течение длительного срока или годовые издержки изменяются во времени (в соответствии со стадией освоения и т. п.).

Обычно такие реальные факторы, как омертвление единовременных затрат в течение срока строительства и наличие определенного разрыва во времени между сроком пуска объекта и сроком достижения проектных показателей (период наладки и освоения), приводят к тому, что экономическая значимость единовременных затрат увеличивается, а годовых издержек (и соответственно экономии топлива) — уменьшается по сравнению с результатами, получаемыми на основании анализа по методу оценки срока окупаемости. Например, если учесть разновременность затрат при сооружении электростанции в течение 5 лет (с разбивкой затрат: первый год — 10%, второй и третий годы — по 17%, четвертый и пятый годы — соответственно 25 и 31%), экономическая значимость единовременных затрат возрастает на 12% по сравнению с результатами, получаемыми по методу срока окупаемости. Отсюда видно, что влияние фактора времени при определенных условиях может быть значительным.

Однако необходимо считаться также с разновременностью затрат при развитии топливдобывающей промышленности и транспорта, которая усиливает влияние топливной составляющей годовых издержек и ослабляет влияние разновременности затрат на электростанции.

Возможная разница в сроках освоения головных образцов оборудования и блоков при различных вариантах с трудом поддается предварительной оценке. Кроме того, при выявлении эффективности внедрения достаточно больших серий оборудования того или иного типа (как это имеется в виду в настоящей книге) влияние сроков освоения головных образцов сильно ослабевает.

Поэтому в данной книге анализ экономической эффективности сопоставляемых вариантов типоразмеров оборудования и блоков в большинстве случаев производится на основе оценки срока окупаемости.

Вместе с тем имеются случаи, когда достаточно надежные результаты без учета фактора времени вообще не могут быть получены, например при определении влияния единичной мощности энергетических блоков на необходимый аварийный резерв

мощности в энергосистеме. Относительная величина этого резерва существенно зависит от числа вводимых новых блоков, а также от масштабов и темпов развития энергетической системы. Оба этих фактора в значительной степени зависят от времени и могут быть наиболее объективно учтены при рассмотрении длительного периода развития энергосистемы с введением фактора времени, как показано в главе второй.

**1-6. Обеспечение оптимальных условий
для каждого из сопоставляемых вариантов
и наиболее выгодное распределение затрат
по элементам энергоустановки**

Отдельные элементы тепловой схемы энергетического блока (включая основное оборудование), как правило, настолько тесно связаны между собой, что изменение какого-либо параметра в одном из них непременно вызывает изменения параметров и в других элементах, а следовательно, и их оптимальных значений. Поэтому, если имеется в виду сопоставить два варианта энергоустановки, отличающиеся значениями какого-либо одного параметра, то для каждого из вариантов необходимо принять и соответствующие оптимальные значения прочих взаимосвязанных параметров.

Сопоставление же вариантов, отличающихся изменением лишь одного параметра, в общем случае неправомерно. Пусть, например, поставлена задача выявить эффективность повышения начального давления пара. Температура пара может при этом измениться или сохраняться неизменной в зависимости от условий задачи. Однако каждому значению начального давления непременно будут соответствовать оптимальные значения давления промежуточного перегрева, температуры питательной воды, числа ступеней регенеративного подогрева питательной воды. Очевидно, что эти взаимосвязи сильно затрудняют решение поставленной задачи. Однако при строгом анализе учет их представляется совершенно необходимым.

Как ранее отмечалось, определение оптимальных значений любых параметров представляет собой не термодинамическую, а технико-экономическую задачу. При этом наилучшие технико-экономические показатели электростанции могут быть достигнуты в том случае, если все ее элементы выбраны исходя из одинаковых соображений, в частности из принципа одинаковой эффективности единовременных затрат.

При этом условия могут быть обеспечены: а) минимальные издержки на топливо и прочие эксплуатационные расходы при любых, произвольно выбранных суммарных единовременных затратах; б) минимальные суммарные единовременные затраты при любом выбранном уровне тепловой экономичности.

Это можно доказать математически.

Суммарные одновременные затраты на энергоустановку складываются из затрат на ее отдельные элементы:

$$\Sigma K = K_1 + K_2 + K_3 + \dots + K_n.$$

Изменение каждой из этих составляющих может привести к изменению ежегодных издержек I , включающих топливную составляющую. Будем в качестве примера искать условия минимума ежегодных издержек при неизменных суммарных единовременных затратах (случай «а»):

$$\Sigma K = C. \quad (1-12)$$

Переменными в этом случае являются затраты $K_1, K_2, \dots, K_n$, связанные между собой условием (1-12). Таким образом, задача состоит в том, чтобы найти экстремальное значение функции I от n переменных при наличии между ними связи согласно (1-12), т. е. определить условия относительного экстремума.

Эта задача может быть решена на основе теории функций многих переменных с введением множителя Лагранжа.

Для простоты будем в дальнейшем рассматривать функцию от трех переменных, что не влияет на общность результатов.

Как известно, в общем случае условия относительного экстремума функции f от переменных x, y, z , связанных между собой некоторой зависимостью, могут быть выражены следующим образом:

$$\frac{\partial f}{\partial x} + \lambda \frac{\partial \varphi}{\partial x} = 0; \quad \frac{\partial f}{\partial y} + \lambda \frac{\partial \varphi}{\partial y} = 0; \quad \frac{\partial f}{\partial z} + \lambda \frac{\partial \varphi}{\partial z} = 0. \quad (1-13)$$

Функция φ задана уравнением связи

$$\varphi(x, y, z) = 0. \quad (1-14)$$

Коэффициент λ является множителем Лагранжа, который определяется в результате решения системы уравнений (1-13) совместно с условием (1-14). Поскольку связь между переменными выражена дополнительным уравнением (1-14), при определении частных производных функций f и φ все переменные x, y, z должны считаться независимыми.

В соответствии с этим применительно к поставленной задаче условия относительного экстремума функции I от трех переменных K_1, K_2 и K_3 принимают вид

$$\left. \begin{aligned} \frac{\partial I}{\partial K_1} + \lambda \frac{\partial \varphi}{\partial K_1} &= 0; \\ \frac{\partial I}{\partial K_2} + \lambda \frac{\partial \varphi}{\partial K_2} &= 0; \\ \frac{\partial I}{\partial K_3} + \lambda \frac{\partial \varphi}{\partial K_3} &= 0. \end{aligned} \right\} \quad (1-15)$$

Из уравнения связи, которое в данном случае имеет вид

$$\Phi(K_1, K_2, K_3) = K_1 + K_2 + K_3 - C = 0, \quad (1-16)$$

следует

$$\frac{\partial \Phi}{\partial K_1} = \frac{\partial \Phi}{\partial K_2} = \frac{\partial \Phi}{\partial K_3} = 1.$$

Тогда условия относительного экстремума выразятся следующим образом:

$$\left. \begin{aligned} \frac{\partial H}{\partial \lambda_1} + \lambda &= 0; \\ \frac{\partial H}{\partial K_2} + \lambda &= 0; \\ \frac{\partial H}{\partial K_3} + \lambda &= 0. \end{aligned} \right\} \quad (1-17)$$

Отсюда

$$\frac{\partial H}{\partial \lambda_i} = -\lambda - \text{const.} \quad (1-18)$$

Из условия (1-18) видно, что множитель Лагранжа имеет здесь физический смысл величины, обратной сроку окупаемости, т. е. нормы эффективности капиталовложений. Отсюда вытекает также, что наиболее выгодное распределение затрат между различными элементами энергоустановки определяется условием получения одинаковой для всех элементов величины эффективности дополнительных капиталовложений.

При этом рациональный уровень суммарных единовременных затрат ΣK , который выше принимался произвольным, определяется из условия получения нормативной величины эффективности капиталовложений аналогично тому, как это делается для каждой составляющей капитальных вложений согласно условию (1-18). Подобные выкладки можно привести также для случая «б», когда заданы суммарные издержки (например, суммарный расход топлива) и требуется найти условие минимума суммарных единовременных затрат.

Другими словами, единый подход к выбору параметров и характеристик различных элементов оборудования обеспечивает наиболее выгодное распределение затрат между элементами электростанции. При этом выбранная абсолютная величина нормы эффективности капиталовложений будет определять собой уровень суммарных единовременных затрат (в случае «а») или уровень тепловой экономичности (в случае «б»).

ЛИТЕРАТУРА

- 1-1. Мелентьев Л. А., Стырикович М. А., Штейнгауз Е. О., Топливо-энергетический баланс СССР, Госэнергоиздат, 1962.
- 1-2. Мелентьев Л. А., Штейнгауз Е. О., Экономика энергетики СССР, Госэнергоиздат, 1959.

1-3 Основные методические положения технико-экономических расчетов в энергетике, Металлургиздат, 1959.

1-4 Буланов Н. Г., Методика определения экономической эффективности внедрения в народное хозяйство нового котлотурбинного оборудования, ОНТИ ЦКТИ, 1961.

1-5. Ваг Л. А., Захаров С. Н., Методы экономической оценки в энергетике, Госэнергоиздат, 1962.

ГЛАВА ВТОРАЯ

ПРОБЛЕМА РЕЗЕРВИРОВАНИЯ В УСЛОВИЯХ РАЗВИТИЯ БЛОЧНЫХ СТАНЦИЙ

2-1. Общие методические положения

Проблема резервирования в энергетике имеет особо важное значение. Это определяется, с одной стороны, ведущей ролью энергетик в народном хозяйстве, а с другой стороны, спецификой процесса энергопроизводства, исключающего возможность создания резервов в виде готовой продукции.

В практике работы проектных и исследовательских организаций принята следующая классификация энергетических резервов: аварийный, нагрузочный и ремонтный. Кроме того, должны учитываться особые виды резервов: эксплуатационный и народно-хозяйственный.

Аварийный резерв предназначен для компенсации снижения мощности энергосистемы, вызванного вынужденным аварийным простоем оборудования. Долгое время считалось, что аварийный резерв должен быть равен мощности крупнейшего работающего агрегата, но не менее 10% от максимума нагрузки данной энергосистемы независимо от ее мощности и структуры. В настоящее время эта величина определяется расчетным путем для каждого конкретного случая на основе зависимостей теории вероятностей.

Нагрузочный резерв служит для покрытия возможных случайных повышений суточного максимума нагрузки энергосистемы.

Ремонтный резерв предназначен для компенсации возможных недостатков мощности энергосистемы, связанных с периодическими выводами оборудования в плановые ремонты.

Эксплуатационный резерв определяется необходимостью компенсации вызванных условиями эксплуатации снижений располагаемой мощности отдельных агрегатов и электростанций. Такое снижение возможно на гидростанциях в период паводка, когда мощность агрегатов понижается вследствие уменьшения напора, а также в маловодные периоды, когда мощность гидростанции снижается вследствие недостатка воды. Аналогичное снижение располагаемой мощности может быть в неотапительный период в энергосистемах со значительной долей турбин с противодавлением.

Народнохозяйственный резерв в энергетических системах требуется в связи с возможным перевыполнением перспективных планов выпуска продукции отраслями народного хозяйства, потребляющими электроэнергию, а также с возможным задержками выполнения планов капитального строительства в области энергетики. Одним из методов создания народнохозяйственного резерва можно считать, например, планируемое превышение темпов роста устанавливаемых мощностей над темпами роста выпуска продукции промышленностью.

Требуемая величина резерва в энергетической системе в каждом конкретном случае должна обосновываться техническими расчетами, а окончательные выводы могут быть приняты только с учетом экономических соображений. Это дает основание утверждать, что проблема резервов по своей сущности является проблемой не технической, а чисто экономической [Л. 2-1].

Недостаточное внимание со стороны проектных и исследовательских организаций к вопросам резервирования приводит к тому, что до настоящего времени в ряде работ [Л. 2-2; 2-3], а также в технической практике делаются попытки определить резерв без должного теоретического и экономического обоснования. Например, предлагается принимать величину резерва равной 10% от располагаемой мощности энергосистемы или же равной мощности наиболее крупного агрегата в энергосистеме.

Действительная потребность энергосистемы в аварийном и ремонтном резервах зависит от ее мощности и структуры и для каждой конкретной энергосистемы может быть определена только на основе расчетов. Потребность в эксплуатационном резерве определяется в основном долей гидроэлектростанций в энергосистеме и величиной их участия в покрытии максимума нагрузки. Потребность энергосистемы в нагрузочном резерве можно оценить, исходя из нормы средней квадратичной величины отклонения от запланированной средней нагрузки.

В последнее время был поставлен вопрос о необходимости комплексного подхода к выбору величины резерва в энергосистеме [Л. 2-1].

Средняя длительность простоев энергетического оборудования в плановых ремонтах значительно выше длительности аварийных простоев. Поэтому целесообразно увязывать между собой потребность в ремонтном и аварийном резервах. При этом иногда возможно заменить вышедшие из строя агрегаты за счет ремонтного резерва энергосистемы, так как сроки и очередность вывода оборудования в плановый ремонт можно изменить.

Потребность в аварийном резерве следует определять также в комплексе с нагрузочным резервом (как это делается, например, в последних работах американских авторов [Л. 2-11]). Это объясняется тем, что колебания нагрузки энергосистемы носят случайный характер, как и аварийные снижения мощности. При ком-

плексном определении аварийного и нагрузочного резервов снижается вероятность одновременного полного использования их, поэтому величина общего резерва становится меньше суммарной потребности резервов обоих видов.

Таким образом, величина резерва в энергосистеме может быть правильно определена лишь на основе комплексного расчета энергетических резервов различных назначений.

Проблема энергетических резервов приобретает особое значение в условиях исключительно высоких темпов развития советской энергетики.

В течение ближайших 15—20 лет ежегодный прирост новых мощностей составит около 10—15% от мощности энергосистем, причем единичные мощности вводимых блоков будут в несколько раз превосходить среднюю по энергосистеме единичную мощность.

Проблема резкого повышения единичных мощностей энергооборудования (с 1960 по 1965 г. мощность крупнейших головных турбоагрегатов должна быть увеличена с 200 до 800 Мвт, т. е. в 4 раза) при одновременном значительном повышении начальных параметров пара в условиях широкого перехода на блочные схемы и освоения в эксплуатации оборудования новых типоразмеров заставляет обратить серьезное внимание на создание в энергосистемах резервов мощности, достаточных для обеспечения надежного энергоснабжения.

При конкретном проектировании развития энергосистем необходимо учитывать все виды резервов. Однако для выявления оптимальных пределов укрупнения единичных мощностей блоков в первом приближении представляется достаточным учитывать лишь аварийный резерв. Влияние укрупнения единичных мощностей на другие виды резервов в настоящее время при исследовании в общем виде не поддается количественной оценке.

2-2. Методика расчета необходимого аварийного резерва

а) Определение величины аварийного резерва на основе зависимостей теории вероятностей

Математический аппарат для вычисления аварийного резерва в энергосистеме на основе теории вероятностей введен в практику подобных расчетов советским инженером Р. А. Ферманом еще в 1932 г. [Л. 2-4].

Возможность применения основных зависимостей теории вероятностей для расчета величины аварийного резерва определяется тем, что авария является результатом совпадения ряда независимых неблагоприятных обстоятельств и, следовательно, должна рассматриваться как случайное событие. Так как суммарная продолжительность аварийного простоя агрегатов за рассматриваемый промежуток времени (например, за год), зависящая от разнообразных и случайных причин, — величина неопреде-

ленная, то при анализе необходимо исходить из некоторой средней вероятной суммарной продолжительности аварийных простоев, основанной на статистических данных. Очевидно, что чем больше рассматриваемый период времени и чем больше число рассматриваемых агрегатов, тем более действительная суммарная продолжительность аварий приближается к вероятной величине.

Метод определения аварийного резерва, использующий зависимости теории вероятностей, позволяет находить требуемую величину резерва для энергосистем, состоящих из агрегатов различной мощности, с различными показателями аварийности, в условиях различных графиков нагрузки.

Сущность этого метода сводится к определению вероятности одновременного выхода в аварийю нескольких работающих агрегатов.

Обозначим среднюю длительность аварийного простоя одного агрегата (в долях от общей длительности рассматриваемого периода), или вероятность его нахождения в аварии α .

Для блока «котел — турбина» вероятность выхода его из работы определяется (на основании теоремы сложения вероятностей) суммой вероятностей различных возможных состояний блока. Если α_k и α_t — средние продолжительности аварийного состояния соответственно котло- и турбоагрегатов, то

$$\alpha = \alpha_k (1 - \alpha_t) + \alpha_t (1 - \alpha_k) + \alpha_k \alpha_t.$$

Здесь $\alpha_k (1 - \alpha_t)$ — вероятность аварийного состояния котлоагрегата при одновременном безаварийном состоянии турбины (на основании теоремы умножения вероятностей вероятность совпадения событий равна произведению вероятностей существования каждого из этих событий в отдельности);

$\alpha_t (1 - \alpha_k)$ — вероятность аварийного состояния турбины при одновременном рабочем состоянии котла;

$\alpha_k \alpha_t$ — вероятность такого состояния блока, когда вышел из работы одновременно и котел и турбина.

После упрощения приведенное выше выражение примет вид

$$\alpha = \alpha_k + \alpha_t - \alpha_k \alpha_t.$$

При малых величинах α_k и α_t показатель α может достаточно точно определяться суммой показателей α_k и α_t :

$$\alpha = \alpha_k + \alpha_t.$$

Тогда вероятность того, что в данный момент будут находиться в аварии m таких блоков, по теореме умножения вероятностей равна α^m . Если необходимо определить вероятность нахождения в данный момент в аварии только m агрегатов из всего числа установленных рабочих агрегатов n , то вычисленную ранее веро-

ятность α^m надо умножить на вероятность того, что в данный момент все остальные $n - m$ агрегатов будут в рабочем состоянии. Вероятность исправного состояния в данный момент $n - m$ агрегатов определяется выражением $(1 - \alpha)^{n-m}$.

Таким образом, вероятность того, что в рассматриваемый момент m выбранных агрегатов будут в аварии при исправном состоянии всех остальных, равна $\alpha^m (1 - \alpha)^{n-m}$.

Чтобы найти вероятность нахождения в данный момент любых m агрегатов в аварии при одновременной работе всех остальных, надо умножить величину $\alpha^m (1 - \alpha)^{n-m}$ на число сочетаний из n элементов по m , т. е. на

$$C_n^m = \frac{n!}{m!(n-m)!}.$$

Тогда вероятность одновременного нахождения в аварии любых m агрегатов при исправном состоянии $n - m$ агрегатов вычисляется по выражению

$$\tau_n^m = C_n^m \alpha^m (1 - \alpha)^{n-m}.$$

Суммарная вероятность всех возможных случаев безаварийного состояния и нахождения в аварии любого количества агрегатов до m составит $\sum_{i=0}^m \tau_n^i$. Очевидно, что при m резервных агрегатов эта величина определяет обеспеченную длительность надежной работы энергосистемы.

При наличии в энергосистеме нескольких групп агрегатов вероятность одновременного выхода в аварию агрегатов разных групп определяется произведением вероятностей нахождения в аварии любого количества агрегатов каждой группы. Так, вероятность безаварийного состояния системы, состоящей из z групп агрегатов различной мощности, определяется произведе-

$$\tau_n^0 = \tau_{n_1}^0 \tau_{n_2}^0 \dots \tau_{n_z}^0,$$

где $\tau_{n_z}^0$ — вероятность безаварийной работы агрегатов в каждой группе.

Вероятность снижения нагрузки на заданную величину $M = \sum m_z N_z$ составит

$$\sum_{x=1}^M \tau_{n_1}^{m_1} \tau_{n_2}^{m_2} \dots \tau_{n_z}^{m_z},$$

где z — число групп агрегатов в системе;

α — число возможных сочетаний аварийных выходов агрегатов, удовлетворяющих заданному значению M ;

N_z — единичная мощность агрегатов в z -й группе;

m_z — число агрегатов z -й группы, находящихся в аварии.

б) Обоснование показателя надежности электроснабжения

Одним из существенных факторов, на котором основан расчет аварийного резерва, является показатель надежности электроснабжения. Относительно выбора этого показателя имеется несколько точек зрения. Ряд организаций (в частности, институт «Теплоэлектропроект») пользуются методикой, основанной на допустимой длительности аварийного недоотпуска энергии; имеются работы, в которых в качестве показателя надежности принимается допустимая величина аварийного недоотпуска энергии.

Представляется, что с точки зрения народного хозяйства имеет значение в первую очередь аварийная недовыработка электроэнергии; однако в виду возможности временного отключения некоторой категории потребителей влияние на аварийный резерв будет оказывать и величина выпадающей мощности.

При обосновании величины резервной мощности в энергосистеме необходимо сопоставить затраты на установку резервных агрегатов с потерями, связанными с вероятным аварийным недоотпуском энергии. Таким образом, экономическим выражением рентабельности установки m -го резервного агрегата будет

$$\frac{a \Delta \mathcal{E}_{ав}}{bN} \geq \frac{1}{\Theta_n}, \quad (2-1)$$

где $\Delta \mathcal{E}_{ав}$ — уменьшение аварийной недовыработки электроэнергии, обусловленное установкой m -го резервного агрегата;

N — единичная мощность добавляемого резервного агрегата;

a и b — коэффициенты, учитывающие затраты, связанные с недовыработкой электроэнергии и с установкой резервного агрегата;

Θ_n — нормативный срок окупаемости.

Величина $\Delta \mathcal{E}_{ав}$ представляет собой минимально необходимую выработку энергии рассматриваемым резервным агрегатом

$$\Delta \mathcal{E}_{ав} = N t_m,$$

где t_m — длительность работы m -го резервного агрегата в течение года.

Величина t_m равна длительности аварийного останова числа агрегатов, превышающего $m - 1$, и, следовательно, составляет

$$t_m = \left[1 - \sum_{i=0}^{i=m-1} \tau_n^i \right] t_{год}, \quad (2-2)$$

где $1 - \sum_{i=0}^{i=m-1} \tau_n^i$ — относительная длительность одновременных аварийных остановов числа агрегатов, превышающего $m - 1$;

$t_{год}$ — календарная длительность года.

Для упрощения выкладок, имеющих иллюстративный характер, здесь принимается, что резервный агрегат работает в течение периода времени t_m с полной нагрузкой.

Подставив величину аварийной недовыработки энергии в уравнение (2-1), содержащее срок окупаемости, получим

$$\frac{a}{b} t_m \geq \frac{1}{\theta_n}.$$

Следовательно, если исходить из народнохозяйственной значимости аварийного недоотпуска энергии, то необходимость установки каждого дополнительного резервного агрегата, а значит, и суммарная величина необходимого аварийного резерва в энергосистеме определяются допустимой длительностью аварийного дефицита мощности (t_m).

В расчеты обычно вводится показатель, дополняющий величину допустимой длительности аварийного дефицита мощности до единицы и являющийся мерой для оценки надежности электроснабжения. Величина этого показателя равна доле календарного времени, в течение которого будут отсутствовать какие-либо ограничения (по условиям аварийности) в электроснабжении потребителей. Поэтому, как показано выше, если в энергосистеме, состоящей из n агрегатов, установить m резервных агрегатов, то

надежность электроснабжения будет равна $\sum_{i=0}^{i=m} \tau_n^i$.

В настоящее время показатель надежности электроснабжения принимается равным 0,999.

Профессор В. В. Болотов предлагает вести дифференцированную норму расчетной надежности электроснабжения [Л. 2-11]. При малом ущербе от недоотпущенного киловатт-часа можно принимать большую величину недоотпуска энергии, снижение надежности электроснабжения, малую величину резерва в энергосистеме.

На рис. 2-1 приводится график изменения приращений необходимой величины аварийного резерва в зависимости от коэффициента надежности электроснабжения при различных числах агрегатов в энергосистеме. Приращения величин аварийного резерва определены относительно величины необходимого резерва при надежности электроснабжения 0,999. Как видно из графика, изменение обычно принимаемой относительной длительности недоотпуска энергии (0,999) до 0,99 или 0,9999 приводит к изменению необходимого аварийного резерва на 25—30%.

В США надежность электроснабжения также определяется длительностью аварийного недоотпуска энергии, причем допустимые величины длительности принимают самые разнообразные: от 1 дня в 7—10 лет [Л. 2-11] до 1 дня в 82 года. Это соответствует надежности электроснабжения соответственно 0,99962 и 0,999954.

В настоящее время ставится вопрос о том, чтобы резерв мощности предусматривался для покрытия аварийных выпадов мощности, происходящих 1 раз в 5 лет [Л. 2-12].

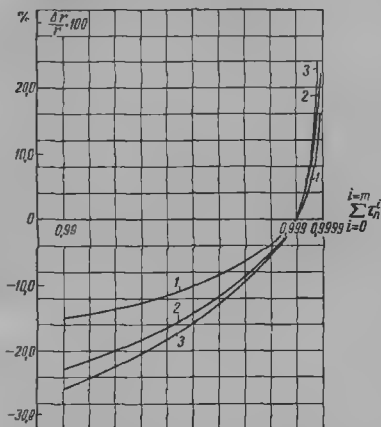


Рис 2-1. Изменение приращений необходимой величины аварийного резерва в зависимости от коэффициента надежности электроснабжения

1 — для энергосистемы, состоящей из 80 агрегатов ($n=80$);
2 — $n=40$, 3 — $n=20$

в) Влияние плотности графика нагрузки

Изложенная выше методика определения аварийного резерва справедлива при постоянной нагрузке энергетической системы.

При переменном графике нагрузки энергосистемы длительность аварийного состояния сокращается за счет колебаний нагрузки. В этом случае расчеты, сделанные в предположении постоянной нагрузки, дают завышенную величину аварийного резерва.

Если годовой график электрической нагрузки перестроить в график по продолжительности, то для каждого агрегата энергосистемы можно найти вероятность совпадения аварийного выхода его с определенной частью графика нагрузки. Эта вероятность определяется отношением выработки данного агрегата по графику нагрузки к максимально возможной выработке. Тогда продолжительность аварийного состояния агрегата, или вероятность

нахождения его в аварии в данный момент будет равна произведению $\tau_n^m \varepsilon_m$, где ε_m — вероятность совпадения аварийного состояния m -го агрегата с пиком графика нагрузок. Суммарная вероятность всех возможных случаев нахождения любого количества агрегатов от 0 до m в аварии, приводящей к дефициту мощности,

при переменном графике электрической нагрузки энергосистемы составит

$$\sum_{i=1}^m \tau_n^i \varepsilon_i.$$

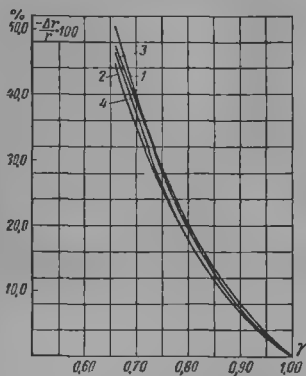


Рис. 2-2. Изменение величины приращения аварийного резерва в зависимости от коэффициента заполнения годового графика электрической нагрузки энергосистемы. Коэффициент надежности электроснабжения 0,999.

1 — для энергосистемы, состоящей из 80 агрегатов ($n = 80$); 2 — $n = 40$; 3 — $n = 20$.
4 — $n = 10$.

50%. Как видно из рис. 2-2, изменение необходимого аварийного резерва при снижении плотности графика электрической нагрузки практически не зависит от числа агрегатов в энергосистеме.

г) Определяющая роль произведения числа агрегатов n и показателя их аварийности α (комплекса na) при выявлении требуемого аварийного резерва

В связи с возможностью широкого варьирования как числа агрегатов в энергосистеме n , так и показателя аварийности α большое значение имеет разработка методики определения изменения аварийного резерва с изменением указанных исходных величин со сведением к минимуму громоздких расчетов, основанных на теории вероятностей.

Рассмотрение этого вопроса показало, что для однородной системы или группы агрегатов при достаточно малых α две независимые переменные n и α могут быть с достаточной точностью заменены одним аргументом $n\alpha$. Это можно доказать следующим образом.

Если обозначить $(1 - \alpha) = \beta$, то вероятность аварийного состояния одновременно i агрегатов в системе из n однородных агрегатов определяется значением $(i + 1)$ -го члена разложения бинома:

$$(\beta + \alpha)^n = \beta^n + n\beta^{n-1}\alpha + \frac{n(n-1)}{2!}\beta^{n-2}\alpha^2 + \dots + \\ + \frac{n(n-1)\dots(n-i+1)}{i!}\beta^{n-i}\alpha^i + \dots + \alpha^n. \quad (2-3)$$

Коэффициент при $(i + 1)$ -м члене имеет в числителе произведение $n(n-1)\dots(n-i+1)$, которое после перемножения будет содержать величину n в степени i , $i-1$ и ниже. Имея в виду, что этот член содержит множитель α в степени i , получаем

$$[n(n-1)\dots(n-i+1)]\alpha^i = (n\alpha)^i - \alpha\alpha(n\alpha)^{i-1} + \\ + b\alpha^2(n\alpha)^{i-2} - \dots \quad (2-4)$$

Второе и дальнейшие слагаемые правой части этого выражения, имеющие сомножителями, кроме комплекса $n\alpha$, также величины α в первой и более высоких степенях, при малых значениях α весьма малы, и потому значение произведения $[n(n-1)\dots(n-i+1)]\alpha^i$ определяется величиной $n\alpha$.

Рассматривая второй сомножитель $(i + 1)$ -го члена разложения бинома β^{n-i} , можно показать¹, что и этот множитель определяется величиной $n\alpha$.

Учитывая, что $\beta = 1 - \alpha$, и обозначив $n - i = p$, $(1 - \alpha)^p = A$ и $p\alpha = K$, имеем

$$\lg A = p \lg(1 - \alpha) = \frac{K}{\alpha} \lg(1 - \alpha). \quad (2-5)$$

Поскольку $\lim_{x \rightarrow 0} \frac{\lg(1+x)}{x} = \lg e$, при малых значениях α можно приближенно принять $\frac{\lg(1-\alpha)}{\alpha} = -\lg e$.

Таким образом, $\lg A \approx -K \lg e$ или

$$(1 - \alpha)^p \approx 10^{-p\alpha \lg e}. \quad (2-6)$$

Заменив $p = n - i$, получим

$$(1 - \alpha)^{n-i} \approx 10^{-n\alpha \left(1 - \frac{i}{n}\right) \lg e}. \quad (2-7)$$

¹ Доказательство предложено ниж. Д. М. Будняцким.

Эта зависимость тем точнее, чем меньше α (по сравнению с единицей).

Из этого доказательства следует, что в обычно интересующей нас области, где число одновременно попадающих в аварийно агрегатов i мало по сравнению с n , можно считать, что величина β^{n-i} также в первом приближении зависит только от величины na . Тогда оказывается, что вероятность одновременного аварийного простоя i агрегатов приблизительно определяется величиной na .

Необходимое число резервных агрегатов m определяется допустимой длительностью аварийного недоотпуска энергии.

Эта величина, очевидно, равна суммарной длительности одновременного аварийного состояния $m + 1$ и больше агрегатов n и составляет

$$1 - \sum_{i=0}^{i=m} \tau_n^i. \quad (2-8)$$

Сумма $\sum_{i=0}^{i=m} \tau_n^i$ равна сумме

первых m членов разложения бинома $(\beta + \alpha)^n$ и поэтому с достаточной точностью определяется величиной na . Необходимая при этом мощность резервных агрегатов будет mN (где N — единичная мощность агрегата).

Рис. 2-3. Зависимость требуемого числа резервных агрегатов от произведения na (однородная система).

Таким образом, число резервных агрегатов m , необходимое для обеспечения требуемой степени надежности электроснабжения, в первом приближении определяется произведением na . Эта особенность ранее была эмпирическим путем выявлена в работах Ленинградской энергетической лаборатории ЭНИН [Л. 2-5].

В соответствии с этими теоретическими предпосылками можно найти приближенную зависимость $m = f(na)$ и выразить ее в виде простейшего графика. Такая зависимость для однородной системы дана на рис. 2-3. В диапазоне значений na от 0,1 до 2 она может быть представлена уравнением $m = 5,2 (na)^{0,5}$. При $na > 2$ число резервных агрегатов связано с величиной na зависимостью, практически совпадающей с линейной,

$$m = 4,26 + 1,57na.$$

Сопоставление величин аварийного резерва, рассчитанных по приведенным выражениям, с результатами расчетов, основанных на зависимостях теории вероятностей, показывает, что воз-

можная абсолютная погрешность при определении величины m не превышает 0,1 агрегата.

Однако относительная величина необходимого аварийного резерва существенно зависит от числа агрегатов и значения α в отдельности.

Относительная величина резерва мощности при $na - C = \text{const}$ определяется выражением

$$r = \frac{m}{n} = \frac{m\alpha}{C}.$$

Отсюда видно, что относительная величина аварийного резерва, необходимая для достижения заданной степени надежности электроснабжения, при заданном na приблизительно прямо пропорциональна величине α . Это подтверждается рядом расчетов. На рис. 2-4 построены графики зависимости величины резервной мощности в системе от произведения na при числе агрегатов от 320 до 10 и относительной продолжительности внеплановых простоев от 0,01 до 0,04.

Увеличение показателя внеплановых простоев приводит к повышению требуемой величины аварийного резерва. Приращение аварийного резерва при увеличении показателя аварийности показано в табл. 2-1.

Таблица 2-1

Изменение требуемой величины аварийного резерва в зависимости от показателя аварийности

Увеличение показателя аварийности, α_0	100	50	33	25
Приращение аварийного резерва, α_n	100	50—60	30—40	22—25

Таким образом, относительная величина аварийного резерва возрастает примерно прямо пропорционально показателю α .

Положение о том, что величина необходимого аварийного резерва для однородной группы агрегатов при малых значениях α определяется произведением na , справедливо также для отдельных однородных групп, входящих в состав сложных систем.

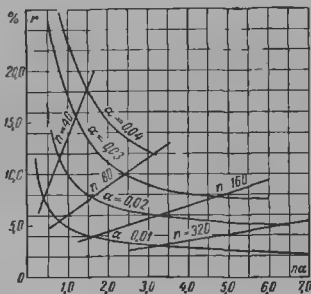


Рис. 2-4. Изменение требуемой величины аварийного резерва в зависимости от произведения na .

Ниже это показано на примере системы, состоящей из двух групп блоков с различными показателями аварийности.

На рис. 2-5 дано изменение мощности аварийного резерва для одного из простейших случаев, когда энергосистема состоит из двух групп агрегатов, причем единичная мощность агрегатов второй группы вдвое больше единичной мощности агрегатов первой группы. По оси абсцисс здесь

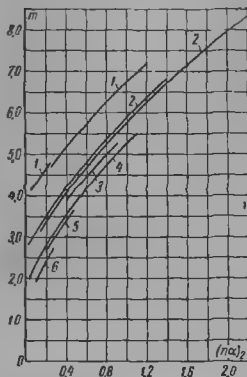


Рис. 2-5. Изменение требуемой величины аварийного резерва в зависимости от произведения na для энергосистемы, состоящей из агрегатов двух разных единичных мощностей, причем $N_2 = 2N_1$.

1 — $(na)_1 = 2,4$ при $\alpha_1 = 0,03$; 1' — $(na)_1 = 2,4$ при $\alpha_1 = 0,06$; 2 — $(na)_1 = 1,2$ при $\alpha_1 = 0,03$; 2' — $(na)_1 = 1,2$ при $\alpha_1 = 0,055$ до $0,06$; 3 — $(na)_1 = 0,8$ при $\alpha_1 = 0,03$; 3' — $(na)_1 = 0,8$ при $\alpha_1 = 0,055$ до $0,06$; 4 — $(na)_1 = 0,6$; 5 — $(na)_1 = 0,4$; 6 — $(na)_1 = 0,2$.

отложено произведение $(na)_2$ для группы более мощных блоков, по оси ординат — число агрегатов аварийного резерва, приведенное к единичной мощности блоков этой группы. Кривые построены для различных выбранных величин $(na)_1$ группы менее мощных агрегатов энергосистемы.

Характеристика расчетных вариантов дана в табл. 2-2. Как видно из табл. 2-2, число агрегатов в группе менее мощных блоков изменялось от 10 до 80, в группе более мощных блоков — от 1 до 40. Величина показателя α для группы менее мощных блоков принималась 0,02–0,03, для группы более крупных блоков α изменялась в диапазоне 0,02–0,06.

В качестве примера на графике рис. 2-5 для $(na)_1 = 2,4$ и 1,2 показано по две кривые, соответствующие различным значениям α . Из графика видно, что кривые, соответствующие одинаковым значениям na_1 , но различным α_1 (от 0,03 до 0,06), располагаются весьма близко, расхождение между ними не превышает 0,1 агрегата.

Отсюда видно, что в рассматриваемом диапазоне значений α величина необходимого аварийного резерва неоднородной системы с достаточной точностью определяется значениями произведения na отдельных групп агрегатов. Получающаяся при этом погрешность объясняется тем, что при выводе зависимости числа необходимых резервных агрегатов от na по выражениям (2-4) и (2-7) не учитывалось влияние членов, содержащих показатель α в первой и более высоких степенях. При сравнительно высоких значениях α (порядка 0,05–0,06 и выше) это приводит к некоторому снижению аварийного резерва по сравнению

Расчетные данные к построению графиков рис. 2-5.

n_1	a_1	$(na)_1$	n_2	a_2	$(na)_2$	m	n_1	a_1	$(na)_1$	n_2	a_2	$(na)_2$	m
80	0,03	2,4	2	0,03	0,06	4,16	40	0,02	0,8	20	0,045	0,9	5,25
80	0,03	2,4	4	0,03	0,12	4,35	20	0,03	0,6	1	0,03	0,03	1,99
80	0,03	2,4	8	0,03	0,24	4,78	20	0,03	0,6	2	0,03	0,06	2,28
80	0,03	2,4	4	0,06	0,24	4,71	20	0,03	0,6	1	0,06	0,06	2,19
80	0,03	2,4	8	0,06	0,48	5,40	20	0,03	0,6	2	0,06	0,12	2,46
80	0,03	2,4	20	0,06	1,20	7,18	20	0,03	0,6	5	0,06	0,30	3,26
40	0,03	1,2	1	0,03	0,03	2,81	20	0,03	0,6	20	0,035	0,70	4,57
40	0,03	1,2	2	0,03	0,06	2,94	20	0,03	0,6	20	0,055	1,10	5,50
40	0,03	1,2	4	0,03	0,12	3,23	20	0,02	0,4	10	0,02	0,20	2,80
40	0,03	1,2	2	0,06	0,12	3,16	20	0,02	0,4	10	0,025	0,25	2,93
40	0,03	1,2	4	0,06	0,24	3,58	20	0,02	0,4	20	0,02	0,4	3,53
40	0,03	1,2	20	0,03	0,60	4,80	20	0,02	0,4	10	0,045	0,45	3,64
40	0,03	1,2	10	0,06	0,60	4,75	10	0,02	0,2	5	0,02	0,1	1,98
40	0,03	1,2	40	0,035	1,40	6,81	10	0,02	0,2	5	0,025	0,125	2,0
40	0,03	1,2	40	0,055	2,20	8,34	10	0,02	0,2	10	0,02	0,2	2,56
40	0,02	0,8	20	0,02	0,4	3,92	10	0,02	0,2	5	0,04	0,2	2,47
40	0,02	0,8	20	0,025	0,5	4,23	10	0,02	0,2	5	0,045	0,225	2,57
40	0,02	0,8	40	0,02	0,8	5,08							

с величиной, соответствующей тому же значению na , но при малом a .

Таким образом, замена в анализе надежности энергоснабжения двух независимых переменных n и a их произведением na может быть использована для упрощения расчетов при определении требуемой мощности аварийного резерва как для однородных систем, так и для энергосистем, состоящих из агрегатов с различными показателями аварийных простоев.

2-3. Влияние единичной мощности и числа вводимых блоков на необходимый аварийный резерв

В условиях развития нашей энергетики, когда в энергосистеме будет вводиться ограниченное число блоков с мощностью, значительно превышающей мощность работающих агрегатов, представляет интерес определение влияния доли мощности вводимого оборудования на суммарной мощности энергосистемы на необходимый аварийный резерв в энергосистеме. Для решения этого вопроса на основе зависимостей теории вероятностей были проведены специальные расчеты.

При этом были приняты следующие предпосылки:

1) единичные мощности вводимых блоков N_2 превышают среднюю мощность блоков в исходной системе в i раз, где i принято равным 2 и 4;

2) относительная длительность вынужденных простоев группы более мощных блоков (a_2) равна соответствующему показателю

для исходной системы α_1 , т. е. $\alpha_2 = \alpha_1 = 0,03$ (методы учета возможных изменений α_2 показаны ниже);

3) мощность (удельный вес) группы блоков с единичной мощностью N_2 составляет некоторую долю p от суммарной мощности энергосистемы $N_{\text{сист}}$; таким образом, $p = \frac{n_2 N_2}{N_{\text{сист}}} = \frac{n_2 N_2}{n_1 N_1 + n_2 N_2}$.

Результаты расчетов показаны на рис. 2-6. Здесь по оси абсцисс отложено произведение $n_{\text{экв}} \alpha$, где

$n_{\text{экв}} = \frac{N_{\text{сист}}}{n_2}$ и $\alpha = \alpha_2 = \alpha_1$, по

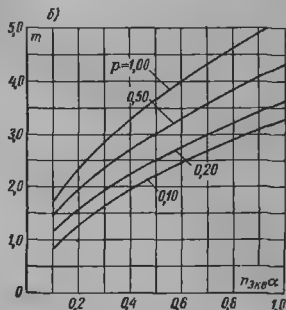
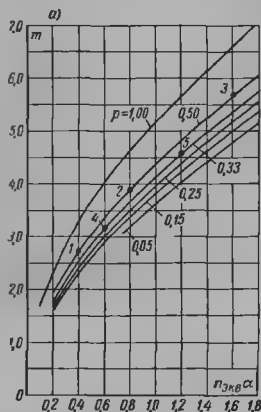


Рис. 2-6. Зависимость числа резервных агрегатов от произведения $n\alpha$ при различном удельном весе вводимого оборудования: а — при соотношении единичных мощностей новых и старых блоков $N_2 = 2N_1$; б — при $N_2 = 4N_1$.

Точки на кривых соответствуют условиям:

- | | | |
|----------------|---------------------|---------------------|
| 1 — $n = 10$; | $\alpha_K = 0,02$; | $\alpha_T = 0,02$; |
| 2 — $n = 40$; | $\alpha_K = 0,01$; | $\alpha_T = 0,01$; |
| $n = 20$; | $\alpha_K = 0,02$; | $\alpha_T = 0,02$; |
| 3 — $n = 80$; | $\alpha_K = 0,01$; | $\alpha_T = 0,01$; |
| $n = 40$; | $\alpha_K = 0,02$; | $\alpha_T = 0,02$; |
| 4 — $n = 20$; | $\alpha_K = 0,02$; | $\alpha_T = 0,01$; |
| 5 — $n = 40$; | $\alpha_K = 0,02$; | $\alpha_T = 0,01$. |

оси ординат — необходимое число резервных агрегатов m с единичной мощностью N_2 .

При выбранных таким образом координатах расчетные точки образуют семейство кривых, соответствующих различным значениям p . Величина p варьируется от 0,05 до 1,00. При этом кривая для случая $p = 1,00$ совпадает с кривой рис. 2-3.

Как видно из графиков, мощность группы вводимых блоков оказывает значительное влияние на величину необходимого ре-

зерва мощности. При этом возможно выявить аналитическую зависимость требуемого числа резервных агрегатов от числа агрегатов в системе, величины показателя α и доли групп вводимых блоков. При значениях α , не превышающих 0,05—0,06, эта зависимость достаточно точно определяется уравнением

$$m = (3,58 + 1,64p) (n\alpha)^{0,58 + 0,08p},$$

где p выражено в долях единицы.

В практике проектирования энергосистем (например, в институте «Теплоэлектропроект») применяется другой метод определения необходимых аварийных резервов. Сущность этого метода состоит в следующем: в неоднородной системе выделяется группа наиболее мощного оборудования общей мощностью $N_{гр}$. Доля этой группы в общей мощности системы обычно составляет 50—70%. По фактическому числу агрегатов в выделенной группе $n_{гр}$ вычисляется эквивалентная средняя мощность агрегатов в этой группе

$$N_{экр} = \frac{N_{гр}}{n_{гр}}.$$

По эквивалентной единичной мощности агрегатов (блоков) находится эквивалентное число их в энергосистеме. Необходимый аварийный резерв определяется так же, как и для одно-

родной системы, при найденном $n_{экр} = \frac{N_{сист}}{N_{экр}}$ и выбранном значении α по кривой рис. 2-3 (или подобной ей).

Представляет интерес сопоставление результатов расчетов по рис. 2-6 и описанному выше методу. Такое сопоставление показано на рис. 2-7. Здесь приведен необходимый аварийный резерв ($r\%$) для энергосистемы мощностью $N_{сист} = 24\,000 \text{ Мвт}$, состоящей из двух групп блоков: исходной группы со средней единичной мощностью $N_1 = 150 \text{ Мвт}$ $\alpha = 0,03$ и группы мощных блоков, доля которых составляет 10 и 50% от суммарной мощности системы.

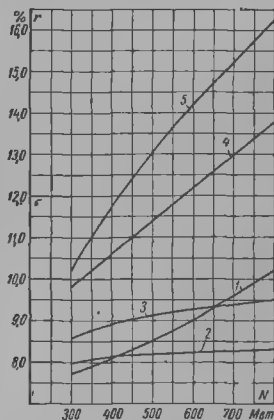


Рис. 2-7. Зависимость необходимого аварийного резерва в энергосистеме от единичной мощности вводимых агрегатов:

1 — $p=10\%$ по расчетам ЦКТИ; 2 — $p=10\%$ по методике ТЭП, группа крупных агрегатов составляет $0,5N_{сист}$; 3 — $p=10\%$ по методике ТЭП, группа крупных агрегатов составляет $0,2N_{сист}$; 4 — $p=50\%$ по расчетам ЦКТИ; 5 — $p=50\%$ по методике ТЭП.

Единичная мощность в группе вводимых блоков варьируется и показана на оси абсцисс.

Как видно из рис. 2-7, при малом удельном весе вводимых мощных блоков в системе (например, $p = 10\%$), расчеты по средневзвешенной величине единичной мощности условно выделенной группы агрегатов дают неправильное представление о влиянии единичных мощностей блоков на необходимый аварийный резерв. В этом случае влияние единичной мощности вводимых блоков оказывается ошибочно ослабленным, причем допускаемая погрешность возрастает с повышением единичной мощности. При этом величина необходимого резерва определяется главным образом произвольным выбором удельного веса группы новых блоков в системе, по которому подсчитывается эквивалентная мощность. Однако такой метод расчета аварийного резерва дает приемлемые результаты в случаях, когда удельный вес группомощных агрегатов в энергосистеме достигает 50% и выше. Это может быть, например, при расчете необходимого аварийного резерва, вводимого в течение длительного периода времени (порядка 5—10 лет).

Как отдельные группы агрегатов исходной системы, так и вводимые группы блоков могут отличаться величиной показателя аварийности α . Для таких энергосистем, состоящих из агрегатов с различными показателями α , при расчете требуемых резервов может быть применен изложенный выше (см. § 2-2) принцип комплексного учета величин n и α .

Для каждой группы неоднородной системы с числом агрегатов n_i и показателем аварийности α_i значение α_i можно привести к единой выбранной для системы величине α_1 , изменяя число агрегатов этой группы на эквивалентное (с сохранением той же единичной мощности): $n_{\text{эkv}} = n_i \frac{\alpha_i}{\alpha_1}$. Для системы из двух групп могут быть использованы графики рис. 2-6.

Предположим, что в этом случае система состоит из n_1 агрегатов (блоков) с единичной мощностью N_1 и показателем аварийности α_1 и n_2 агрегатов мощностью $N_2 = iN_1$ с показателем аварийности α_2 . Приведение α_2 к α_1 должно сопровождаться, как указано выше, изменением числа агрегатов $n_{\text{эkv}} = n_2 \frac{\alpha_2}{\alpha_1}$, в результате чего относительная мощность группы мощных агрегатов также изменяется:

$$p' = \frac{n_{\text{эkv}} i N_1}{n_{\text{эkv}} i N_1 + n_1 N_1} = \frac{n_2 i N_1 \frac{\alpha_2}{\alpha_1}}{n_2 i N_1 \frac{\alpha_2}{\alpha_1} + n_1 N_1} = \frac{1}{1 + \frac{n_1 \alpha_1}{i n_2 \alpha_2}}. \quad (2-9)$$

Число резервных агрегатов m определяется в этом случае по графику рис. 2-6 для произведения $n_{\text{эkv}} \alpha_1$, где

$$n_{\text{эkv}}' = n_{\text{эkv}} + \frac{n_1 N_1}{N_2} = n_2 \frac{\alpha_2}{\alpha_1} + \frac{n_1}{i}. \quad (2-10)$$

На основании изложенной методики определения аварийного резерва в третьей главе показано влияние повышения единичной мощности агрегатов на необходимый резерв в перспективных энергосистемах различной мощности с различной долей новых мощных блоков.

2-4. Влияние числа котельных агрегатов в блоке на необходимый аварийный резерв

Укрупнение единичных мощностей блоков сопровождается в настоящее время увеличением числа котлов на турбину в блоке. Так, к блоку мощностью 300 Мвт изготавливаются сдвоенные котлы, по существу представляющие собой два независимых агрегата.

Расчет аварийного резерва для системы, состоящей из блоков «два котла—турбина», значительно усложняется по сравнению с расчетом для систем из блоков «котел—турбина», так как в этом случае аварийное снижение мощности блока возможно на величину, равную половине или полной мощности турбоагрегата в зависимости от того, какой агрегат вышел из строя — турбина или один из котлов.

При этом для каждого блока необходимо учитывать:

а) вероятность того, что в любой момент не будет аварийного снижения мощности блока:

$$\tau_{бл}^0 = (1 - \alpha_k)^2 (1 - \alpha_t);$$

б) вероятность того, что аварийное снижение будет равняться половине мощности блока:

$$\tau_{бл}^{1/2} = (1 - \alpha_t) + 2\alpha_k (1 - \alpha_k);$$

в) вероятность аварийного выхода блока:

$$\tau_{бл}^1 = \alpha_k^2 (1 - \alpha_t) + \alpha_t \alpha_k^2 + 2\alpha_t \alpha_k (1 - \alpha_k) + \alpha_t (1 - \alpha_k)^2.$$

Здесь $\alpha_k^2 (1 - \alpha_t)$ — вероятность такого состояния блока, при котором турбина находится в исправном состоянии, а оба котла — в аварийном;

$\alpha_t \alpha_k^2$ — вероятность одновременного выхода в аварию и турбины и обоих котлов;

$\alpha_t \alpha_k (1 - \alpha_k)$ — вероятность аварийного состояния турбины и одного из котлов при одновременном исправном состоянии второго котла;

$\alpha_t (1 - \alpha_k)^2$ — вероятность выхода в аварию турбины при одновременном исправном состоянии обоих котлов.

Для системы из блоков «два котла—турбина» возможны аварийные снижения мощности, кратные половинной мощности отдельного блока.

Если мощность каждого блока определяется величиной N , то аварийное снижение мощности системы, например, на величину $2N$ возможно в случаях:

- а) аварийного выхода двух блоков на полную мощность;
- б) аварийного снижения мощности четырех блоков на величину, равную половине мощности турбоагрегата каждого блока;
- в) аварийного выхода одного блока на полную мощность и аварийного снижения мощности еще двух блоков на половину мощности турбоагрегатов.

Вероятность снижения мощности системы на эту величину будет определяться суммой вероятностей соответствующих снижений мощности при различных комбинациях находящихся в аварии блоков.

На основании зависимостей, приведенных в § 2-2, влияние числа котлоагрегатов в блоке на необходимый аварийный резерв при блочной схеме электростанции в условиях однородной системы может быть выявлено следующим способом.

Рассмотрим систему, состоящую из l блоков «два котла—турбина» мощностью N .

Для расчетов аварийного резерва такая система может быть заменена эквивалентной ей (по надежности электроснабжения) системой, состоящей из l независимых компонентов (турбин) мощностью N и $2l$ независимых компонентов (котельных агрегатов) мощностью $0,5 N$.

Специфическим отличием реальной системы, состоящей из блоков «два котла—турбина», от эквивалентной системы из двух групп независимых компонентов является то, что в реальной системе при одновременном аварийном состоянии одного или двух котлов и турбины блока выпадающая мощность равна N , в эквивалентной же системе выпадающая мощность равна соответственно $1,5 N$ или $2 N$.

Однако вероятность таких совпадений при низких коэффициентах аварийности котлов и турбин является малой величиной более высокого порядка и ею можно пренебречь.

Необходимое число резервных агрегатов для эквивалентной системы может быть определено по методике, изложенной в § 2-3, с использованием графиков рис. 2-6, а. При этом, если коэффициент аварийности котлов α_k будет равен коэффициенту аварийности турбин α_t , то расчет ведется по кривой, соответствующей удельному весу более мощных компонентов в системе $p = 50\%$.

При $\alpha_k \neq \alpha_t$ доля более мощных компонентов в эквивалентной системе изменяется по формуле (2-9).

Согласно описанному выше методу построения кривых рис. 2-6,

число резервных агрегатов на оси ординат приведено к единичной мощности более мощных компонентов эквивалентной системы; следовательно, в данном случае оно соответствует необходимому числу резервных турбин, т. е. комплектных блоков.

На рис. 2-6, а отмечены точки, полученные в результате детальных расчетов, основанных на зависимостях теории вероятностей, необходимой величины резерва для энергосистем, состоящих из различного количества блоков «два котла — турбина» с различными показателями аварийности котлов и турбин. Как видно из рис. 2-6, а, эти точки размещаются на соответствующих кривых удельных весов групп более мощных компонентов в эквивалентной системе, вычисленных по формуле (2-9).

Аналогично, пользуясь рис. 2-6, б, можно определить необходимый резерв для системы из блоков «четыре котла — турбина».

На рис. 2-8 дано сопоставление результатов расчетов аварийного резерва для однородных систем, состоящих из блоков «котел — турбина», «два котла — турбина» и «четыре котла — турбина». Для турбины принято $\alpha_T = 0,015$. Показатель аварийности для котлоагрегатов выбран в двух вариантах:

а) α_K не зависит от мощности и, следовательно, от числа котлов на турбину в блоке: $\alpha_K = 0,015 = \text{const}$;

б) α_K возрастает с увеличением мощности котлов. В этом случае считается, что при наименьшей мощности котлов (блок «четыре котла — турбина») длительность аварийных простоев, происходящих по причинам, связанным с числом конструктивных элементов (сварных стыков и пр.), составляет 50%. Поэтому принимается, что эта составляющая аварийных простоев котла возрастает пропорционально его мощности.

Как видно из рис. 2-8, переход от моноблоков к блокам «два котла — турбина» приводит к заметному снижению требуемой величины резерва (приблизительно на 15% в варианте «а» и 25—28% в варианте «б»).

Вместе с тем дальнейшее увеличение числа котлов на турбину дает весьма незначительное снижение резерва, которое практически будет, по-видимому, компенсировано повышением аварийности из-за увеличения количества необходимой арматуры.

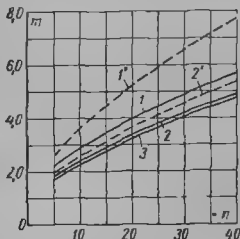


Рис. 2-8 Зависимость требуемого числа резервных агрегатов от числа агрегатов в энергосистеме.

1 — блок «котел — турбина» $\alpha_K = 0,015$, $\alpha_T = 0,015$, $\alpha = 0,030$;
 1' — то же, $\alpha_K = 0,0375$, $\alpha_T = 0,015$.
 2 — блок «два котла — турбина». $\alpha_K = 0,015$, $\alpha_T = 0,015$.
 2' — то же, $\alpha_K = 0,0225$.
 3 — блок «четыре котла — турбина» $\alpha_K = 0,015$, $\alpha_T = 0,015$, $\alpha = 0,0375$.
 3' — блок «четыре котла — турбина» $\alpha_K = 0,015$, $\alpha_T = 0,015$, $\alpha = 0,030$.

2-5. Влияние тепловых схем КЭС на необходимый аварийный резерв в энергосистеме

Осуществляемое в настоящее время широкое строительство мощных конденсационных станций с блочными схемами сопровождается значительным повышением аварийного резерва по сравнению с ранее применявшимися схемами станций с резервным котлом и переключающей магистралью острого пара.

Это можно проиллюстрировать специальными расчетами.

В условиях энергосистемы, состоящей из электростанций с переключаемым паропроводом и резервным котлоагрегатом, расчеты по определению необходимого аварийного резерва имеют особенности. Если при блочных схемах число блоков на каждой электростанции не влияет на величину необходимого резерва мощности в системе (так как каждый блок представляет собой изолированный элемент системы), то при наличии на электростанции переключающей магистрали острого пара величина резерва зависит от распределения общего числа агрегатов системы по отдельным станциям, каждая из которых имеет определенный резерв мощности котлоагрегатов. Поэтому определение аварийного резерва во втором случае необходимо начинать с расчета показателей различных состояний агрегатов на каждой электростанции системы. При этом для групп котло- и турбоагрегатов могут быть использованы зависимости, описанные в § 2-2.

Тогда вероятность безаварийного состояния электростанции (т. е. вероятность того, что аварийного снижения мощности электростанции не будет) определяется произведением вероятностей безаварийных состояний группы котлов и группы турбин:

$$\tau_{\text{КЭС}}^0 = \tau_{\text{н}_\text{к}}^0 \tau_{\text{н}_\text{т}}^0,$$

где $n_\text{к}$ и $n_\text{т}$ — соответственно число котло- и турбоагрегатов на рассматриваемой станции.

Вероятности возможных вариантов аварийного снижения располагаемой мощности электростанции при наличии переключающего паропровода определяются так же, как и для случая тепловой схемы «два котла — турбина» (см. § 2-4).

Например, для электростанции с переключаемым паропроводом и одним резервным котлом вероятность снижения мощности на величину, равную мощности одного турбоагрегата, будет равна сумме вероятностей следующих состояний оборудования:

- 1) аварийное состояние одной турбины при безаварийной работе всех котлов;
- 2) одновременное аварийное состояние одной турбины и одного котла;
- 3) аварийное состояние одной турбины и двух котлов;
- 4) безаварийное состояние турбин при одновременном выходе в аварию двух котлов.

Далее расчет ведется исходя из числа электростанций в системе.

В табл. 2-3 и на рис. 2-9 даны величины аварийного резерва мощности в энергосистеме, состоящей из 10 электростанций; при этом принято, что на каждой электростанции установлено пять турбоагрегатов.¹

По оси ординат графика рис. 2-9 отложено необходимое число резервных турбоагрегатов, по оси абсцисс — показатель аварийности α , равный сумме соответствующих показателей котлов и турбин. Кривая 1 соответствует изменению аварийного резерва в случае тепловой схемы электростанции с переключаемым паропроводом и одним резервным котлом; кривая 2 относится к случаю блочной тепловой схемы (блок «котел — турбина»).

Сопоставление величин резервов при разных тепловых схемах показывает, что переход от схемы станций с переключаемым паропроводом и местным котельным резервом к блочным схемам требует увеличения мощности резерва в системе примерно на 33—39% (большее повышение — при более высоких показателях α).

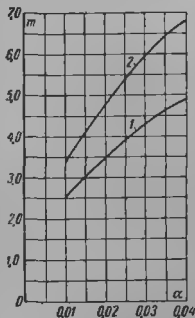


Рис. 2-9. Влияние тепловой схемы КЭС на величину аварийного резерва. Коэффициент надежности электроснабжения 0,999, $n_{\text{КЭС}} = 10$; $n_T = 5$.

Таблица 2-3

К расчету требуемого числа резервных агрегатов энергосистемы при различных тепловых схемах КЭС

Схема станции	Показатели оборудования				Требуемое число резервных агрегатов m
	n_K	n_T	α_K	α_T	
Переключаемый паропровод с одним резервным котлом	6	5	0,005	0,005	2,56
			0,010	0,010	3,47
			0,020	0,020	4,88
			0,010	0,005	2,62
Переключаемый паропровод без местного котельного резерва	5	5	0,005	0,005	3,22
			0,010	0,010	4,62
			0,020	0,020	6,48
Блоки «котел — турбина»	5	5	0,005	0,005	3,41
			0,010	0,005	3,90
			0,010	0,010	4,81
			0,020	0,020	6,80

¹ При выводе этих зависимостей были использованы данные расчетов В. М. Быкова [Л. 2-6].

2-6. Влияние стадии освоения блоков на показатель аварийности

Величина необходимого аварийного резерва в энергосистеме определенной мощности и структуры существенно зависит от принимаемых значений показателя аварийности, характеризующего относительную длительность вынужденных внеплановых простоев оборудования. Этот показатель зависит от большого числа разнообразных факторов: конструкции оборудования, его единичной мощности, начальных параметров пара; для котлоагрегатов имеет значение и вид сжигаемого топлива. На величину показателя α оказывают влияние также условия эксплуатации оборудования: режим нагрузки, качество технической эксплуатации, степень освоения оборудования.

По вопросу оценки расчетных значений показателя аварийности у ряда авторов имеются значительные расхождения, касающиеся не только количественной стороны этого показателя, но и характера его зависимости от мощности агрегатов.

В опубликованных результатах проведенных в США работ по сбору и анализу данных аварийности котлотурбинного оборудования аварийность неблочных агрегатов характеризуется коэффициентом $\alpha = 0,017$, блочных — $0,025$ [Л. 2-13]. В целом аварийность оборудования оценивается пределами изменения α от $0,0125$ до $0,04$ [Л. 2-7].

Несмотря на эти данные, свидетельствующие о некотором повышении показателя α при укрупнении агрегатов, в ряде работ американских авторов [Л. 2-11] принят неизменный показатель $\alpha = 0,02$ для широкого диапазона изменения единичной мощности агрегатов. При этом указывается, что в течение нескольких последних лет показатель α практически сохранялся неизменным несмотря на увеличение единичных мощностей агрегатов. Для наиболее мощных агрегатов α принимается равным $0,03$.

Для получения правильных выводов о целесообразной величине аварийного резерва в энергосистемах необходимо систематически вести учет и анализ аварийности отечественного оборудования и выявлять тенденции изменения этого показателя.

Выполненный в ЦКТИ анализ отчетного материала по эксплуатации некоторых электростанций показал, что длительность вынужденных простоев работающего оборудования изменяется в широких пределах [Л. 2-8; 2-9]. Вместе с тем было выявлено, что продолжительность внеплановых простоев рассматриваемых типов оборудования определяется двумя факторами: во-первых, длительностью периода от года ввода в эксплуатацию головного образца до года пуска данного агрегата на рассматриваемой электростанции (τ_1) и, во-вторых, стадией освоения агрегата на электростанции, характеризуемой числом лет от года ввода его в эксплуатацию (τ_2).



Влияние этих факторов было выявлено по эксплуатационным показателям электростанций с турбинами 100 и 150 Мвт, начиная с периода освоения головных образцов. Использованные материалы охватывали 18 турбоагрегатов типа К-100-90 с 51 котельным агрегатом производительностью 230 т/ч, три турбоагрегата К-150-170 с семью котлоагрегатами по 240 т/ч, а также четыре головных блока с турбинами К-150-130 и котлами по 500 т/ч.

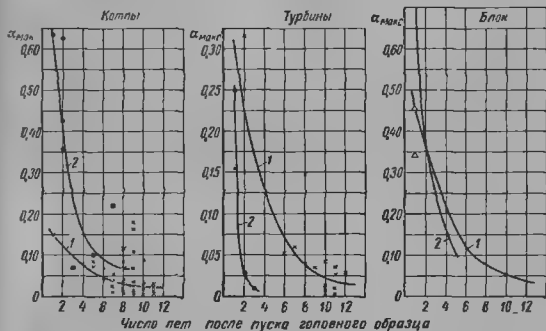


Рис 2-10 Внеплановые простои основного оборудования электростанций в первый год работы в зависимости от срока его ввода, считая от года пуска головного образца

1 (точки X) — К-100-90, 2 (точки •) — К-150-170; Δ — К-150-130.

Под внеплановыми простоями понималась суммарная длительность простоев, связанных с текущим ремонтом, и аварийных за вычетом предусмотренной нормативами продолжительности текущего ремонта. Для электростанций с неблочными схемами длительность внеплановых простоев выявлялась отдельно для котлов (α_k) и турбин (α_r), что позволило определить величину α для условных блоков путем суммирования средневзвешенных показателей α_k и α_r .

На рис. 2-10 приведена зависимость относительной длительности внеплановых простоев в первый год работы ($\alpha_{\text{макс}}$) от срока со времени пуска головного образца.

Для турбин значения $\alpha_{\text{макс}}$ являются средними для двухлетних периодов, что позволяет несколько уменьшить разброс точек.

Из графика видно, что длительность внеплановых простоев оборудования в период его освоения велика и составляет для головных образцов котлов 15% и турбин — 30%, т. е. для условных головных блоков достигает 45%.

Порядок величин вынужденных простоев головных блоков подтверждается также данными эксплуатации блоков 150 *Mвт* с турбинами К-150-130 на одной из ГРЭС.

На 1 октября 1961 г. первые блоки этого типа проработали со дня пуска следующее количество часов: головной образец (пущен 25 декабря 1959 г.) за 21 месяц — 8157 часов, т. е. длительность вынужденных простоев составила 47,0%; второй блок (пущен 31 марта 1960 г.) за 17 месяцев — 8652 часа, показатель аварийности $\alpha = 33\%$; третий блок (пущен 25 ноября 1960 г.) за 10 месяцев — 3736 часов, показатель $\alpha = 50\%$; наконец, четвертый блок (пущен в августе 1961 г.) за полтора месяца — 382 часа, показатель $\alpha = 55\%$.

Один из головных блоков мощностью 200 *Mвт* имеет еще более высокий показатель вынужденных простоев. За девять месяцев со дня пуска этот блок проработал лишь 600 часов.

Увеличение длительности периода освоения данного типа оборудования (считая от года ввода головного образца) τ_1 приводит к сокращению аварийности (внеплановых простоев) даже в первый год работы агрегата на электростанции. Однако эти простои остаются сравнительно большими. Так, для блока, вводимого в эксплуатацию на третий год после пуска головного образца, средняя величина внеплановых простоев в первый год его работы ($\alpha_{\text{макс}}$) составляет 27%, а для блока, вводимого в эксплуатацию на пятый год после пуска головного образца, показатель $\alpha_{\text{макс}}$ равен еще 10—15%.

Вынужденные простои оказались столь значительными, несмотря на то, что между вводом головных и серийных образцов оборудования был достаточный промежуток времени: так, в течение первых трех лет создания турбин типа К-100-90 было изготовлено лишь два агрегата этого типа.

На рис. 2-11 показано изменение показателя длительности внеплановых простоев основного оборудования и блока в целом в зависимости от длительности его работы на данной станции τ_2 . По оси ординат здесь отложено отношение фактической длительности внеплановых остановов в течение данного периода эксплуатации к ее максимальной величине, определяемой для первого года эксплуатации. Как видно из графика, в первые два-три года работы агрегатов резко снижается величина аварийных простоев оборудования. После двух-трех лет эксплуатации значение α падает до 18—25% от величины $\alpha_{\text{макс}}$ в первый год работы блока на данной электростанции.

Приведенные данные о надежности осваиваемого оборудования подтверждаются опытом освоения новых типов агрегатов на зарубежных электростанциях.

Ввод в эксплуатацию новых мощных блоков, по данным литературы, проходит далеко не безболезненно. Над доводкой их до надежного эксплуатационного состояния заводы-изготовители

вместе со станцией работают по несколько лет, подготавливая при этом новые, наиболее надежные решения для оборудования, вводимого позже.

В табл. 2-4 показано изменение величины аварийных простоев блока № 3 на электростанции Поршвилль (Франция). Мощность

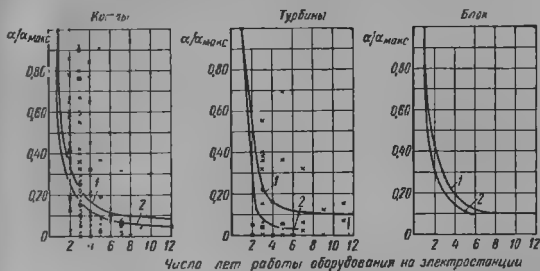


Рис 2-11. Изменение величины простоев оборудования электростанций в зависимости от числа лет его работы.

1 (точки x) — К-100-90; 2 (точки ●) — К-150-170.

Таблица 2-4

Длительность аварийных простоев блока № 3 на электростанции Поршвилль в процентах [Л. 2-10]

Оборудование, находящееся в аварии	1967 г.			1968 г.			1969 г.		
	полная не-работоспо-собность	частичная не-работоспо-соб-ность	всего	полная не-работоспо-соб-ность	частичная не-работоспо-собность	всего	полная не-работоспо-соб-ность	частичная не-работоспо-собность	всего
Топливоподача и мельницы	0	0,3	0,3	0	0,3	0,3	0	1,4	1,4
Котлы	4,6	1,1	5,7	6,7	0,1	6,8	2,1	0,2	2,3
Вентиляторы	0,4	2,3	2,7	0	0,7	0,7	0	0,7	0,7
Турбины	19,8	0,8	20,6	10,6	0,3	10,9	0,7	0,1	0,8
Генераторы	1,4	0	1,4	0,4	0	0,4	0	0	0
Регенеративная система	0	0	0	0,3	0	0,3	0,9	0,1	1,0
Конденсаторы	1,0	0	1,0	0,5	0	0,5	0	0	0
Арматура	0,6	0,1	0,7	0,6	0	0,6	0,3	0	0,3
Насосы	0,1	0,4	0,5	0	0,3	0,3	0	0	0
Моторы	0	1,2	1,2	0	0,3	0,3	0,3	1,7	2,0
Электрооборудование	0	0,3	0,3	0	0,1	0,1	0	0	0
Автоматика	0	0	0	0,1	0	0,1	0	0	0
Прочее	1,5	0,1	1,6	0,7	0,7	1,4	0	0	0
Всего:	29,4	6,6	36,0	19,9	2,8	22,7	4,3	4,2	8,5

блока 117/126 *Мет*, параметры пара у турбины 127 *атм*, 540 540 *С*. Блок пущен в эксплуатацию в декабре 1956 г. (первые два блока этого же типа на электростанции Поршвилль пущены в эксплуатацию в марте и июле 1956 г.).

Из таблицы видно, что аварийность блока в первый год его работы составляла 36% и постепенно снижалась по мере его освоения. К третьему году эксплуатации этого блока аварийность его уменьшилась до 8,5%. Для блока № 4 той же электростанции (пущен в апреле 1957 г.) показатель в аварийности за 1959 г. составил 10,9%. Для блока на электростанции Эвон (США) мощностью 215 *Мвт* на 240 *атм* и 593 *С*, введенного в эксплуатацию в декабре 1959 г., за первый год работы коэффициент аварийности составил 28,8% [Л. 2-10]. При этом из-за выхода в аварию турбины было 5 остановов продолжительностью от 14 до 784 часов; из-за аварий котла—13 остановов продолжительностью от 3 до 856 часов.

Приведенные статистические данные по надежности отечественного оборудования, а также по освоению нового оборудования на зарубежных электростанциях показывают важность учета изменения показателя аварийности по мере освоения агрегатов при определении необходимого аварийного резерва, связанного с вводом новых типов оборудования. Недооценка этого фактора может привести к значительным ошибкам при определении необходимых масштабов и сроков ввода мощностей аварийного резерва.

Следует отметить, что степень надежности перспективных типов оборудования, еще не испытанных или даже не изготовленных, не может быть количественно оценена в настоящее время достаточно точно. Использование для расчета резервов статистических данных из опыта освоения существующих типов оборудования является условным и возможно главным образом для получения качественных показателей, характеризующих порядок требуемой величины аварийного резерва и изменение ее во времени.

Однако можно предположить, что повышение мощности блоков повлечет некоторое снижение надежности оборудования. Например, с увеличением размеров котлоагрегатов возрастают вероятность работы отдельных элементов (змеевиков) в неодинаковых условиях, опасность тепловых перекосов в топочной камере и газоходах котла и, следовательно, опасность попадания отдельных змеевиков в более тяжелые (по сравнению с расчетными) условия. Возможной аварийной точкой может быть сварной стык поверхности нагрева под давлением. По данным Подольского машиностроительного завода имени Орджоникидзе, в котлоагрегате производительностью 950 *т/ч* для блока 300 *Мвт* таких стыков насчитывается около 70 000; в котлоагрегате 1600 *т/ч* к блоку 500 *Мвт*—120 000, а в котлоагрегате 2500 *т/ч* к блоку 800 *Мвт*—около 200 000. Поэтому для поддержания степени надежности блока повышенной мощности на прежнем уровне необходимо повысить надежность каждого элемента.

Данные по эксплуатации показывают, что освоение нового энергооборудования (повышение надежности его работы) является длительным процессом, охватывающим не только головные образцы, но и серийное оборудование. Первые годы работы новых типов агрегатов связаны с длительными внеплановыми простоями. Недооценка этого фактора при определении необходимых масштабов и сроков ввода мощностей аварийного резерва в энергосистемах может привести к значительным ошибкам.

2-7. Влияние ввода новых блоков на затраты, связанные с резервом

Используя статистические данные об изменении показателя аварийности α по мере освоения новых типов оборудования, можно определить необходимый аварийный резерв на каждый год развития энергосистемы и проследить его изменение по мере эксплуатационного освоения новых блоков и наращивания масштабов их ввода.

Как уже отмечалось, надежность перспективных типов оборудования в настоящее время не может быть оценена количественно. Однако представляется, что использование статистических данных может дать результаты, более близкие к действительности, чем получаемые при принятом методе.

В настоящее время при планировании ввода мощностей указывается на необходимость дублирования мощности головного образца в первый год его работы; но уже в течение второго года эксплуатации головного образца, а также все последующие агрегаты такого же типа со дня их пуска предполагаются полностью освоенными с показателем аварийности, не превышающим его величину для оборудования с многолетним сроком эксплуатации. Тем самым процесс освоения оборудования во времени в сущности не учитывается.

В качестве примера можно привести результаты расчетов необходимого аварийного резерва по описанной в § 2-3 методике для энергосистемы мощностью 15 000 Мвт, со средней мощностью блоков 150 Мвт и показателем их аварийности $\alpha = 0,03$. Рассмотрен 17-летний период развития этой системы. Прирост мощности энергосистемы осуществлялся путем ввода блоков с единичной мощностью 300, 500 и 800 Мвт соответственно трем вариантам. Наращивание ввода блоков этих мощностей производилось постепенно. Так, в первые 2—3 года вводилось по 2—3 агрегата (только в варианте с блоками 300 Мвт — по 5 блоков), поэтому в это же время частично также вводились блоки 150 Мвт. По мере эксплуатационного освоения новых блоков их ввод увеличивался, и к 7—8-му году прирост мощности энергосистемы полностью происходил за счет этих блоков. Удельный вес новых блоков в энергосистеме в последние 8—9 лет рассматриваемого периода составил 50—70%.

Изменения показателя аварийности α по годам приняты в соответствии с данными рис. 2-10 и 2-11.

Результаты расчетов необходимого аварийного резерва в энергосистеме (в процентах от ее суммарной мощности) на каждый год рассматриваемого периода приведены на рис. 2-12. Как видно из графика, аварийный резерв резко изменяется с течением времени

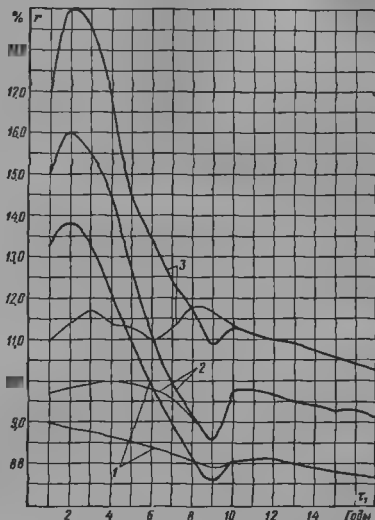


Рис 2-12 Изменение аварийного резерва в энергосистеме в течение рассматриваемого периода при различной мощности вводимых блоков.

1 — $N = 300$ Мвт; 2 — 500 Мвт, 3 — 800 Мвт.
 — $\alpha = \text{var.}$ — $\alpha = \text{const} = 0,03$

в зависимости от числа и степени освоения вводимых новых блоков. В течение первых лет аварийный резерв резко увеличивается. При этом наибольшей величины (14—19% в зависимости от единичной мощности вводимых блоков) он достигает во второй год ввода новых блоков. В последующие годы величина аварийного резерва постепенно снижается и к концу 17-летнего периода составляет 8—10%.

На этом же рисунке показано изменение аварийного резерва в энергосистеме в случае, когда надежность вводимых новых агрегатов не снижается в первые годы, а остается на уровне уже освоенных блоков. В этом случае необходимый резерв достигает своего максимального значения в 3—4-й год развития энергосистемы. В течение последующих лет аварийный резерв в энергосистеме остается примерно на одном уровне, снижаясь к 17-му году лишь на 1—1,5%.

На рис. 2-13 показан необходимый ввод резервной мощности в течение каждого года развития энергосистемы с учетом и без

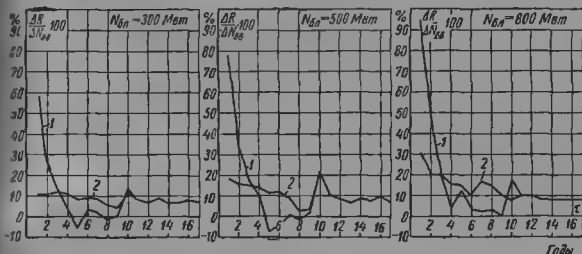


Рис 2-13 Необходимый ввод мощности аварийного резерва

1 — $\alpha = \text{var.}$ 2 — $\alpha = \text{const}$

учета процесса освоения новых агрегатов. Величина ввода резервной мощности определена как разность необходимых в системе резервов за два смежных года и отнесена к суммарной мощности блоков, введенных в эксплуатацию за рассматриваемый период. Такой относительный показатель дополнительной мощности аварийного резерва удобен при выявлении изменения необходимого аварийного резерва вследствие укрупнения вводимых в энергосистемах блоков.

Из рис. 2-13 видно, что аварийный резерв вводится в основном в первые три года освоения новых блоков, и в этот период он достигает весьма значительной доли от ввода рабочих мощностей. Так, в случае, когда учитывается снижение надежности нового оборудования в период его освоения, при приросте мощности энергосистемы за счет блоков единичной мощностью 300 Мвт в первый год рассматриваемого периода требуемый дополнительный ввод мощности аварийного резерва составляет примерно 60% от ввода мощности рабочих агрегатов. При возрастании единичной мощности новых блоков до 800 Мвт ввод резервной мощности увеличивается до 95% (т. е. практически необходимо дублирование вводной рабочей мощности).

Снижение показателя α в связи с освоением производства и эксплуатации нового оборудования, а также увеличение доли последнего в энергосистеме приводят к уменьшению необходимого дополнительного аварийного резерва.

Если процесс освоения не учитывается, то дополнительный ввод мощности резерва в первый год рассматриваемого периода не превышает 30%.

Необходимо отметить, что начиная с 9—10-го года, когда новое оборудование полностью освоено, как величина резервной мощности в процентах от мощности энергосистемы, так и ежегодно вводимая дополнительная резервная мощность в обоих вариантах (в случае учета повышенных значений показателя α в первые годы работы новых блоков и без учета этого фактора) становятся одинаковыми. Кроме того, суммарная вводимая мощность резерва в целом за период оказывается одинаковой в обоих рассмотренных случаях. Однако ввод ее распределяется по-разному по годам внутри периода.

Этого обстоятельства не учитывают существующие методы определения резервов в энергосистемах.

По существующей методике, когда учет повышенной аварийности вводимого оборудования в первые годы его работы производится путем дублирования головного образца, требуемый ввод мощности аварийного резерва примерно равномерно распределяется на весь рассматриваемый период (за исключением лишь первого года). Очевидно, что это не позволяет правильно учесть специфику освоения нового оборудования. Равным образом определение мощности вводимого аварийного резерва в энергосистеме, необходимого для данного уровня ее развития, с последующей равномерной разбивкой ввода по годам (без учета процесса освоения оборудования) должен привести к значительному недостатку в резервной мощности в течение первых 3—4 лет внедрения нового оборудования, а следовательно, к снижению надежности энергоснабжения в этот период.

В связи с тем, что мощность дополнительного аварийного резерва зависит от процесса эксплуатационного освоения оборудования и от темпов и масштабов его ввода, она, следовательно, зависит также от времени. Чтобы избежать условности, связанной с выбором расчетного года для определения требуемого дополнительного резерва, целесообразно определить затраты за весь рассматриваемый период с учетом фактора времени, соизмеряющего разновременные затраты, производимые в течение всего периода. При этом должен быть рассмотрен длительный промежуток времени, в достаточной степени превышающий сроки ввода и освоения нового оборудования. Практически этот период может быть ограничен 15—20 годами, так как возрастание затрат за пределами этого срока (с учетом приведения их посредством фактора времени к первому году) сравнительно незначительно.

В данном примере, как указывалось выше, рассмотрен 17-летний период. Капиталовложения разных лет, связанные с вводом рабочей мощности и мощности аварийного резерва, в соответствии с методикой, изложенной в первой главе, приводились к первому году ввода данного типа оборудования по выражению

$$K_{\text{прив } i} = \frac{K_i}{(1 + \sigma)^{i-1}},$$

где $K_{\text{прив } i}$ — капиталовложения i -го года, приведенные к первому году рассматриваемого периода;
 K_i — капиталовложения i -го года.

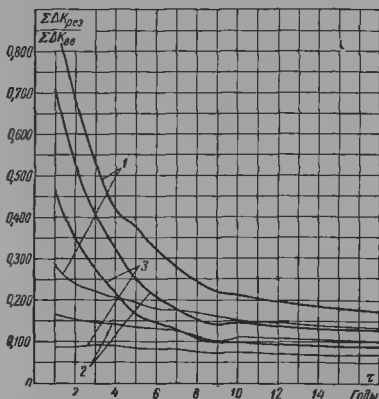


Рис. 2-14. Изменение затрат на дополнительную мощность аварийного резерва во времени при различной мощности вводимых блоков.

1 — $N = 300$ Мвт; 2 — 500 Мвт; 3 — 800 Мвт;
 — $\alpha = \text{var}$; — $\alpha = \text{const}$.

На рис. 2-14 показаны зависимости затрат на дополнительную мощность аварийного резерва в долях от затрат на вводимую рабочую мощность блоков с учетом фактора времени. Затраты, связанные с резервом в энергосистеме, определены для двух рассмотренных выше вариантов ввода мощности аварийного резерва: с учетом повышенной аварийности новых блоков в период их освоения и без учета этого фактора. Удельная стоимость мощности аварийного резерва в данном примере принята равной 50 руб/квт.

Как видно из графика, при учете процесса освоения вводимого оборудования удельные затраты на ввод мощности аварийного резерва в начале периода весьма высокие и достигают в первый год 50—90 % от затрат на вводимую рабочую мощность. В течение первых лет эти затраты резко снижаются, а с 12—14-го года они практически остаются на одном уровне.

Если процесс освоения новых блоков не учитывается, то затраты в первый год ввода этих блоков составляют лишь 10—30 % от затрат на рабочую мощность.

В целом за рассматриваемый период затраты на мощность дополнительного аварийного резерва в варианте, когда учитывается снижение надежности вводимых блоков в первые годы их работы, на 20—23,5 % выше затрат по сравнению с вариантом, когда этот фактор не учитывается и показатели надежности новых блоков принимаются на уровне показателей полностью освоенных агрегатов.

Из изложенного следует, что вследствие повышенной аварийности нового оборудования в первые годы его эксплуатации, в этот период необходимы повышенные резервы мощности в энергосистемах и затраты, связанные с вводом этой мощности. Поэтому наряду с принятием всех доступных мер для повышения надежности новых типов оборудования и сокращения сроков их освоения необходимо планировать ввод резервных мощностей на каждый год развития системы и с учетом реальных условий ввода и освоения новых типов энергооборудования.

ЛИТЕРАТУРА

2-1. Вологов В. В., Проблемы резервов при проектировании и планировании развития энергетики, «Электричество», 1959, № 3.

2-2. Жилин В. Г., Компоненты тепловых электрических станций, «Госэнергоиздат», 1961.

2-3. Тюрин П. Я., Некоторые принципиальные вопросы развития тепловых электростанций, «Теплоэнергетика», 1959, № 5.

2-4. Ферман Р. А., Метод экономической оценки эксплуатационного резерва электрических систем, «Электричество», 1932, № 20.

2-5. Вологов В. В., Энергетические резервы в энергетических системах СССР, Изд. АН СССР, 1955.

2-6. Быков В. М., Труды ЛПИ, № 207; «Энергомашиностроение», 1958 № 10.

2-7. Пакшвер В. Б., Технико-экономические показатели тепловых электростанций большой мощности, Госэнергоиздат, 1957.

2-8. Цукерман Р. В., Никонов А. П., Быков В. М., Испытание котлотурбинного оборудования электростанций высокого давления, «Электрические станции», 1961, № 5.

2-9. Цукерман Р. В., Никонов А. П., Быков В. М., Надежность работы котлотурбинного оборудования высокого давления, «Энергомашиностроение», 1963, № 6.

2-10. Ноев В. Н., Опыт внедрения и эксплуатации блоков «котел — турбина» на электростанциях Франции, Госэнергоиздат, 1963.

2-11. Kirchmayer L. K. and Mellor A. C., Economic choice of generator Unit Size, «Transactions of the ASME», 1958, v. 80, No 5.

2-12. Schroeder, Wilson, Economic selection of generating capacity, «Power Apparatus and Systems», 1958, No 37.

2-13. Halperin H., Adler H., Determination of reserve generating capability, «Power Apparatus and Systems», 1958, No 37.

2-14. Proceedings of the American Power Conference, 1961, v. 23.

ГЛАВА ТРЕТЬЯ

ПЕРСПЕКТИВЫ УКРУПНЕНИЯ МОЩНОСТЕЙ БЛОКОВ В УСЛОВИЯХ РАЗВИТИЯ ЭНЕРГОСИСТЕМ

3-1. Факторы, влияющие на эффективность укрупнения мощностей блоков

Для реализации намеченных Программой КПСС перспектив развития отечественной энергетики общая мощность, вводимая на тепловых электростанциях за период с 1960 по 1980 г., должна составить свыше 400 млн. *квт*. Большая часть этой мощности будет приходиться на конденсационные блоки, вводимые в энергетических системах, крупнейшие из которых уже к 1965 г. достигнут мощности 15—20 млн. *квт*, а к 1980 г. — 70—100 млн. *квт*.

В этих условиях весьма остро стоит вопрос о необходимости резкого укрупнения мощностей новых энергетических блоков. Единичные мощности конденсационных энергетических блоков за рассматриваемый период возрастут, очевидно, до 1000 *Мвт* и выше.

Техническая возможность укрупнения мощностей энергетического оборудования обеспечивается техническим прогрессом в области энергомашиностроения.

Экономическая целесообразность укрупнения единичных мощностей агрегатов определяется снижением капитальных затрат и ежегодных расходов на электростанциях.

Кроме непосредственного влияния увеличения единичной мощности агрегатов на улучшение их технико-экономических показателей, большое значение имеют также и вытекающие отсюда повышение начальных параметров пара, способное обеспечить значительную дальнейшую экономию топлива, и увеличение (в определенных условиях) мощностей электростанций, что обуславливает сокращение ряда общестанционных и внестанционных компонентов удельных капитальных затрат (на водоснабжение, топливное хозяйство, сооружения непроизводственного назначения, транспорт топлива, жилой поселок и т. п.). С другой стороны, уменьшение трудовых и материальных затрат на изготовление оборудования, связанное с его укрупнением, позволяет при данных производственных мощностях энергомашиностроительных заводов увеличить выпуск продукции; в соответствии с этим, могут быть снижены капиталовложения в развитие энергомашиностроительных

и металлургических заводов, необходимые для обеспечения запланированных масштабов развития энергетики.

При укрупненных расчетах единовременные затраты на основное оборудование электростанций часто выражаются в виде степенной функции от единичной мощности, например [Л. 3-1].

$$K = aN^b. \quad (3-1)$$

Для оборудования средней мощности показатель степени b равен 0,6—0,7, для оборудования большой мощности — порядка 0,8 и выше. В этом случае удельные затраты

$$k = \frac{K}{N} = \frac{a}{N^{1-b}}.$$

Изменение удельных затрат Δk при относительно малом приращении мощности ΔN составит

$$\frac{\Delta k}{k} = -(1-b) \frac{\Delta N}{N}.$$

При значительных изменениях мощности соотношение удельных единовременных затрат определяется выражением

$$\frac{k''}{k'} = \left(\frac{N'}{N''} \right)^{1-b}.$$

При данном соотношении единичных мощностей N'' и N' величина показателя степени b в этом выражении оказывается тем большей, чем ближе к единице соотношение удельных капитальных затрат k'' и k' .

Например, при удвоении мощности ($N''/N' = 2$) показатель степени b получает следующие значения:

$$0,68 \text{ при } k''/k' = 0,80;$$

$$0,769 \text{ » } \text{ » } = 0,85;$$

$$0,848 \text{ » } \text{ » } = 0,90.$$

Более близкие к единице соотношения удельных капитальных затрат k'' и k' (свидетельствующие об относительном снижении экономической эффективности укрупнения мощности агрегатов) получаются в тех случаях, когда увеличение мощности вынуждено (на соответствующем этапе развития техники) достигается не разработкой и применением новых технических решений, а главным образом путем увеличения геометрических размеров и числа параллельно работающих элементов в отдельных агрегатах и блоках в целом. Примерами могут служить: увеличение числа выхлопов и валов турбоагрегатов вследствие истощения на данном этапе возможностей дальнейшего увеличения длины лопаток последних ступеней, а также применение многокорпусных и многосекцион-

ных котлоагрегатов (в последнем случае снижения удельных капитальных затрат при укрупнении котельных агрегатов практически вообще не наблюдается).

Аналогичное положение может быть и со вспомогательным оборудованием; например, может оказаться необходимым увеличение числа углеразмольных мельниц в блоке вследствие того, что еще не найдены рациональные технические средства для повышения их единичной производительности.

Очевидно, что влияние этих факторов будет заметно проявляться в условиях, когда уровень развития энергомашиностроения отстает от экономически обоснованных требований значительного укрупнения единичных мощностей.

Приведенные примеры показывают, что факторы, снижающие эффективность укрупнения агрегатов и блоков, имеют по существу временный характер. Тем не менее, они могут значительно влиять на окупаемость нового оборудования в период его внедрения.

Вместе с тем существуют и другие факторы, непосредственно не связанные с технико-экономическими показателями собственно оборудования, но снижающие эффективность повышения его единичных мощностей. Прежде всего необходимо отметить комплекс затрат на создание нового оборудования, не влияющий на его себестоимость при серийном изготовлении. Эти затраты включают стоимость необходимых экспериментальных и проектно-конструкторских работ, расходы на создание опытных и головных образцов (включая подготовку производства, разработку технологич. изготовления оснастки и т. п.), а также расходы на освоение и наладку этих агрегатов.

Кроме сферы производства, дополнительные затраты, связанные с укрупнением мощностей энергооборудования, будут также в энергетических системах, где подлежит освоению оборудование новых типоразмеров.

Как было показано в предыдущей главе, оборудование новых типов в первое время эксплуатации характеризуется повышенными внеплановыми простоями. Это относится не только к головному образцу, работа которого в течение первого года эксплуатации вообще не должна учитываться при выработке энергии, но и к дальнейшим серийным образцам, эксплуатационное освоение и надежная работа которых достигается лишь в течение ряда лет.

Таким образом, освоение энергооборудования новых типоразмеров является длительным процессом, который не завершается освоением головного образца.

Эти факторы приводят к необходимости значительного повышения аварийного резерва в системах в первые годы освоения оборудования новых типоразмеров. Большое значение имеет и то, что в течение ряда лет вводимые более мощные агрегаты составляют относительно небольшую долю в энергосистеме, что также увеличивает необходимый аварийный резерв (см. § 2-3).

В дальнейшем, по мере улучшения показателей работы нового мощного оборудования и увеличения его удельного веса в энергосистемах, необходимый аварийный резерв существенно снижается; поэтому часть мощности, ранее введенной в качестве дополнительного резерва, может использоваться как рабочая, при этом соответственно снижается необходимый ввод мощностей в последующие годы (см. § 2-7). Тем не менее, значительный ввод резервных мощностей в первые 3—4 года освоения оборудования новых типоразмеров с учетом фактора времени является чувствительной затратой.

Очевидно, что отсутствие необходимых резервов мощности может вызвать еще более вредные последствия — недоотпуск энергии потребителям.

Далее, укрупнение единичных мощностей агрегатов, часто сопровождаемое увеличением мощностей электростанций, при определенных условиях может привести к увеличению затрат на развитие линий магистральных электропередач и повышению потерь энергии.

Перечисленные дополнительные затраты, связанные с созданием и освоением энергооборудования новых, повышенных ступеней мощности, должны окупаться в процессе его серийного изготовления и последующей эксплуатации.

Все сказанное заставляет предъявлять высокие требования к технико-экономической эффективности укрупняемого оборудования с тем, чтобы достигаемое при этом снижение себестоимости и увеличение экономичности могли достаточно быстро и с избытком перекрыть затраты на создание и внедрение этого оборудования.

Поэтому вполне закономерным является вопрос о выборе оптимальных мощностей энергооборудования и энергетических блоков, вводимых в энергосистемах, с целью обеспечения максимального технико-экономического эффекта с учетом затрат как в области энергетики, так и в области энергомашиностроения. Здесь возможны два основных случая.

1. Увеличение мощности агрегатов ограничивается техническими возможностями в области энергомашиностроения, в то время как быстро развивающиеся энергетические системы имеют благоприятные условия для внедрения агрегатов повышенной мощности. Это представляется характерным для современного этапа развития отечественной энергетики.

2. Укрупнение единичных мощностей ограничивается масштабами и темпами развития энергетических систем и объединяющих их электрических связей, что характерно для некоторых изолированных энергосистем ограниченной мощности в нашей стране, а также в ряде стран народной демократии. Эти условия могут конкретно проявиться в том, что внедрение агрегатов повышенной мощности (выше определенного предела) будет связано с резким

увеличением необходимых резервов в энергосистемах и чрезмерным увеличением затрат на линии электропередач.

В обоих случаях непрерывное укрупнение единичных мощностей энергетических агрегатов необходимо и целесообразно, однако выявление разумных, технически и экономически обоснованных пределов его на каждом рассматриваемом этапе развития энергетики и энергомашиностроения является задачей технико-экономического исследования.

Этот вопрос в дальнейшем рассматривается в двух возможных аспектах: во-первых, когда укрупнение мощностей блоков сопровождается увеличением мощностей электростанций; во-вторых, в условиях электростанций заданной мощности, когда укрупнение единичных мощностей блоков приводит к сокращению количества установленных единиц на электростанции.

В этих случаях при исследовании в общем виде приходится задаваться упрощающими допущениями относительно условий наращивания мощностей в энергосистемах. Так, в дальнейшем принимается, что исходная энергосистема является однородной, т. е. состоит из агрегатов лишь одного типоразмера и развивается на рассматриваемом этапе путем ввода блоков также лишь одного, но более крупного типоразмера.

3-2. Стоимостные показатели КЭС с блоками различной мощности и линией электропередач

Показатели единовременных затрат для КЭС с блоками различной мощности могут быть оценены достаточно надежно лишь для диапазона мощностей, для которого выполнены проекты как оборудования, так и электростанции в целом при комплектовании ее блоками различной единичной мощности. Ко времени написания настоящей книги такие данные были лишь для электростанций с блоками до 300 Мвт. Используемые здесь стоимостные показатели для электростанций с блоками мощностью свыше 300 Мвт должны поэтому считаться ориентировочными.

Удельные стоимостные показатели КЭС с блоками мощностью до 800 Мвт представлены на рис. 3-1. Здесь учитывается, что агрегаты мощностью 200 Мвт изготавливаются на параметры пара 130 атм, 565°С, с промежуточным перегревом до начальной температуры; агрегаты большей мощности — на 240 атм, 580/565°С.

Начиная с мощности 300 Мвт, число выхлопов выбрано из расчета один выхлоп на 100 Мвт. В связи с этим турбины мощностью 600 Мвт и выше предполагаются двухвальными.

Из рис. 3-1 видно, что, кроме единичной мощности блоков, существенное влияние на удельные капиталовложения в электростанцию оказывает и число установленных блоков. Необходимо оговорить, что каждое число блоков на рис. 3-1 характеризует какой-либо вариант проектной (конечной) мощности электростанции.

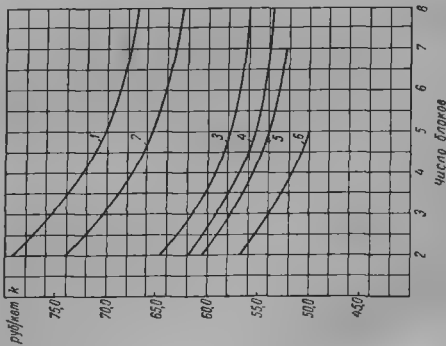


Рис. 3-1. Удельные капиталовложения в электростанции при различных мощностях и числе блоков.

1 — 200 Мвт; 2 — 300 Мвт; 3 — 500 Мвт с двухваловой турбиной; 4 — 600 Мвт с одновальной турбиной; 5 — 610 Мвт; 6 — 800 Мвт.

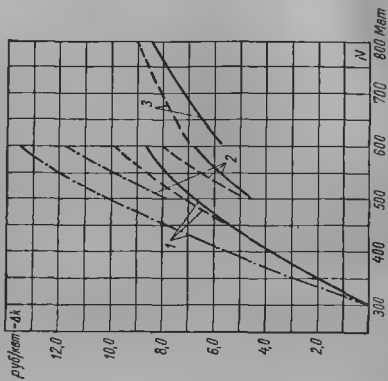


Рис. 3-2. Сопоставление эффективности укрупнения блоков (по единовременным затратам) по данным различных источников.

1 — турбоагрегаты одновальные с 4 выхлопами; 2 — турбоагрегаты двухваловые с 6 выхлопами; 3 — то же с 8 выхлопами; — по данным ТЭП, 1961 г.; - - - - - по данным [Л. 3-2].

Очевидно, что число блоков влияет на удельные капиталовложения в электростанцию во всех случаях, когда укрупнение блоков сопровождается изменением их числа, например, в условиях электростанции неизменной мощности.

Вместе с тем необходимо отметить, что в различных источниках стоимостные показатели для электростанции с блоками различной мощности и данные о влиянии числа установленных блоков существенно расходятся. Это характерно даже для диапазона мощностей блоков до 300 *Мвт*, для которого имеются показатели по проектам, выполненным институтом «Теплоэлектропроект» (ТЭП).

Наиболее резкое снижение стоимости установленного киловатта при укрупнении блоков получается по данным В. Г. Жилина [Л. 3-2]: при неизменном числе блоков на электростанции показатель степени b в выражении (3-1) равен 0,60—0,66, что представляется заниженным. Данные других источников — МЭС от 1961 г. [Л. 3-3] и ТЭП от 1960 г. (работы Лихтенштейна Л. Г. и Зильбермана Ф. Я.) — близко совпадают и дают показатель степени $b = 0,7 \div 0,8$. Эти данные, несколько скорректированные ЦКТИ, положены в основу построения зависимостей рис. 3-1.

Возможное снижение удельных единовременных затрат при дальнейшем повышении единичных мощностей блоков до 1200 и 1600 *Мвт* учитывается условно соответственно значению показателя $b = 0,85$.

На рис. 3-2 показано сопоставление экономии удельных единовременных затрат (по различным источникам) в результате укрупнения блоков при неизменной мощности электростанции. В качестве примера рассмотрена электростанция мощностью 2400—2500 *Мвт*. Как и в случае одинакового числа устанавливаемых на электростанции блоков, при использовании данных ТЭП 1960 г. и [Л. 3-3] результаты получаются сравнительно близкими; по данным [Л. 3-2] эффективность укрупнения блоков при неизменной мощности электростанции более высокая.

Однако, несмотря на большие расхождения в исходных данных различных источников, рис. 3-2 позволяет сделать вывод о значительном снижении единовременных затрат на электростанцию при повышении мощности блоков от 300 до 500 *Мвт*. При дальнейшем укрупнении блоков до мощности 800 *Мвт* это снижение существенно уменьшается. В проектных заданиях электростанций мощностью 2400—2500 *Мвт* с блоками по 500 и 800 *Мвт*, разработанных институтом «Теплоэлектропроект» в 1962 г., показатели удельной стоимости установленной мощности одинаковы и равны 56 *руб/квт*. При этом ориентировочное снижение стоимостных показателей блоков по 500 и 800 *Мвт* определено по сравнению с блоками 300 *Мвт*, для которых проектная стоимость установленного киловатта на электростанции мощностью 2400 *Мвт* составила 61 *руб*.

По данным других работ, выполненных ТЭП в 1962—1963 гг., значения стоимостных показателей электростанций несколько иные. Так, для электростанции мощностью 2400 Мвт с блоками по 300 Мвт удельные единовременные затраты составили 64 руб./квт; для электростанции мощностью 3000—3200 Мвт, комплектуемой блоками по 500 или 800 Мвт, затраты одинаковы и равны 58 руб./квт.

Если при укрупнении единичных мощностей блоков одновременно увеличивается и мощность электростанции, снижение удельных затрат оказывается значительно более существенным. Так, в этом случае повышение мощности блоков от 300 до 500 Мвт (при одинаковых параметрах пара) дает экономию удельных затрат около 15—16%, а от 500 до 800 Мвт — около 10%. Однако в этих случаях необходимо учитывать возможные при повышении мощности электростанции изменения условий коммутации энергии в энергосистеме. Изменение передаваемой по линиям электропередач мощности определяется рядом факторов: изменением потоков мощности вследствие концентрации выработки энергии в меньшем числе точек; перетоками резервной мощности, связанными с размещением дополнительной величины аварийного резерва; перетоками мощности, обусловленными размещением отдельных электростанций в энергосистеме.

Изменение потоков мощности в электрических сетях вызывает изменение затрат на линии электропередач в зависимости от передаваемой мощности, уровня напряжения, дальности передачи.

При определении технико-экономических показателей линий электропередач необходимо учитывать следующие составляющие:

- а) стоимость собственно ЛЭП;
- б) затраты на понизительную подстанцию;¹
- в) стоимость переключательных пунктов, установок продольной компенсации, синхронных компенсаторов.

Технические и стоимостные характеристики этих элементов ЛЭП даются в дальнейшем в основном по данным Н. Н. Крачковского [Л. 3-4].

В табл. 3-1 приведены технические характеристики линий электропередач в зависимости от дальности передачи, уровня напряжения и величины передаваемой мощности.

Экономическая плотность тока условию принята одинаковой для всех вариантов и равной примерно 0,8 а/мм².

Для линий 220 кв приняты как одночные провода, так и расщепленные на два провода, одноцепные и двухцепные опоры; для линий 330 кв — провода, расщепленные на два провода, и одноцепные опоры; для линий 500 кв — провода, расщепленные на три провода, и одиоцепные опоры.

¹ Затраты на повысительную подстанцию включаются в стоимость установленного киловатта на электростанции.

Число цепей и сечение проводов линий электропередач Л. 3-4

Дальность, км	Напряжение, кВ	Число цепей и сечение проводов линий электропередач при подаваемой мощности, Мвт							
		180	240	350	480	720	960	1200	1800
200	220	1×580	2×400	2×580	2 (2×400)	—	—	—	—
	330	2×240	2×330	2×400	2×480	2-2×400	2-2×480	—	—
	500	—	—	—	3×400	3×400	3×480	3×580	2-3×400
400	220	1×580	2×400	2 (580)	2 (2×400)	—	—	—	—
	330	2×240	2×330	2×400	2×480	2-2×400	2-2×480	—	—
	500	—	—	—	3×400	3×400	3×480	3×580	2-3×400
600	220	1×580	2×400	2 (580)	2 (2×400)	—	—	—	—
	330	2×240	2×330	2×400	2×480	2-2×400	2-2×480	—	—
	500	—	—	—	3×400	3×400	3×480	3×580	2-3×400
800	330	2×240	2×330	2×400	2×480	2-2×400	2-2×480	—	—
	500	—	—	—	3×400	3×400	3×480	3×580	2-3×400
1000	330	2×240	2×330	2×400	2×480	2-2×400	2-2×480	—	—
	500	—	—	—	3×400	3×400	3×480	3×580	2-3×400

Обозначения: 1×400 — одиночные провода сечением 400 мм²; 2×400 — расщепленные провода сечением 400 мм², 2 (400) — даущие опоры, одиночные провода сечением 400 мм²; 2 (2×400) — даущие опоры, расщепленные провода сечением 400 мм²; 2 — 2×400 — две цепи, расщепленные провода сечением 400 мм².

Для этих условий на рис. 3-3 построены кривые изменения стоимости линии электропередачи в зависимости от величины передаваемой мощности.

При определении суммарных капиталовложений в ЛЭП учитывались также затраты на оборудование подстанций:

	220 кв	330 кв	500 кв
На автотрансформаторы, руб/кв	1,3	1,6	2,0
На синхронные компенсаторы, руб/кв	7,5	7,5	7,5
На статические конденсаторы, руб/кв	10,0	10,0	10,0
На шунтирующие реакторы, руб/кв	1,2	1,5	2,0
На выключатели, млн. руб/шт	0,10	0,18	0,37
Общеподстанционные затраты, млн. руб/шт	0,10	0,20	0,50
На распределительные устройства вторичного напряжения, руб/квт	2,0	2,0	2,0

Полученные удельные капитальные затраты на передачу электроэнергии приведены на рис. 3-4. Увеличение передаваемой мощности при постоянной длине ЛЭП снижает удельные капиталовложения; лишь в отдельных случаях, когда имеется переход с одной цепи на две, необходимые удельные затраты возрастают. Как видно из рис. 3-4, капиталовложения на 1 квт передаваемой мощности при длине ЛЭП 600—1000 км соизмеримы с капиталовложениями на 1 квт установленной мощности КЭС (при равенстве мощностей КЭС и передаваемой мощности).

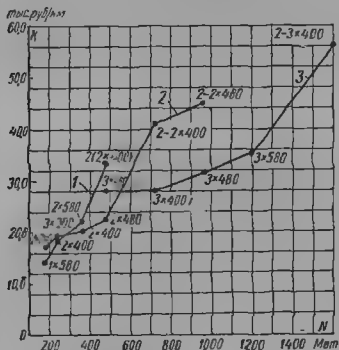


Рис. 3-3. Стоимость линий электропередачи на металлических опорах.

1 — напряжение ЛЭП 220 кв; 2 — 330 кв; 3 — 500 кв

Эксплуатационные расходы по ЛЭП (на амортизацию, ремонт и обслуживание) обычно принимают в процентах от капитальных затрат, применяя следующие нормы: для линий 4%, для подстанций 7—9%.

На рис. 3-5 по данным [Л. 3-4] показаны удельные расчетные затраты, выраженные в коп/квт·ч, характеризующие затраты на передачу единицы энергии. При этом расчетная стоимость потерь

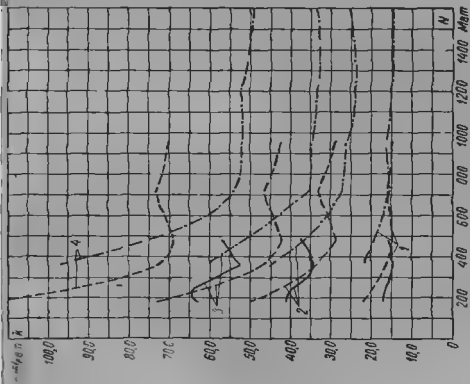


Рис. 3-4. Удельные капиталовложения в линии электропередач [Л. 3-4].

1 — дальность передачи 100 км; 2 — 200 км; 3 — 300 км;
4 — 400 км, — — — — — напряжение передачи 220 кв, — — — — — 330 кв, — — — — — 500 кв

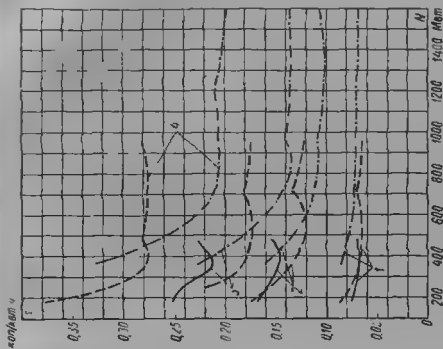


Рис. 3-5. Расчетные затраты на линии электропередач в зависимости от передаваемой мощности и дальности передачи [Л. 3-4].

1 — дальность передачи 100 км; 2 — 200 км; 3 — 300 км;
4 — 400 км, — — — — — напряжение передачи 220 кв, — — — — — 330 кв, — — — — — 500 кв

энергии (учитывающая затраты на электростанцию, возмещающую потери) принята равной $0,5 \text{ коп./квт}\cdot\text{ч}$.

При увеличении загрузки линии электропередачи снижаются затраты, связанные с передачей энергии. Это снижение удельных расчетных затрат при неизменной дальности передачи энергии колеблется в широких пределах в зависимости от длины ЛЭП и уровня напряжения.

3-3. Эффективность укрупнения единичных мощностей блоков при увеличении мощностей электростанций

Для оценки влияния выбора единичной мощности вводимых блоков на технико-экономические показатели энергосистемы приняты следующие исходные условия.

Энергосистема рассматривается в развитии, темп которого характеризуется удвоением ее мощности за 5—8 лет. Мощность исходной системы варьируется в широких пределах — от 1000 до 16 000 Мвт. В течение каждого этапа развития системы, соответствующего удвоению ее мощности, вводятся однотипные блоки, мощность которых вдвое превышает среднюю мощность агрегатов, введенных на предыдущем этапе. Таким образом, относительная мощность вводимых блоков γ (отношение единичной мощности к мощности системы) к концу каждого этапа остается неизменной. Величина γ изменяется в пределах от 0,01 до 0,16 для каждой мощности энергосистемы.

В каждом случае определяется расчетная стоимость отпускаемой электроэнергии с учетом экономических показателей собственно КЭС и необходимых дополнительных затрат в энергосистеме по аналогии с расчетной стоимостью топлива (с учетом окупаемости единовременных затрат).

Дополнительные затраты в энергосистеме, связанные с укрупнением мощностей блоков, включают затраты на необходимый аварийный резерв мощности, определяемые по методике, описанной во второй главе.

Относительная длительность вынужденных простоев принята $\alpha = 0,02$. Необходимая степень надежности энергоснабжения 0,999.

Рассматриваются два варианта, когда функции аварийного резерва выполняют энергоустановки следующих типов: 1) конденсационные блоки, однотипные с вводимыми рабочими блоками; 2) дополнительные агрегаты на гидростанциях.

В последнем случае увеличение установленной мощности гидроэлектростанций достигается без изменения объема гидротехнических сооружений и годовой выработки энергии, т. е. сопровождается соответствующим снижением использования установленной мощности ГЭС. При этом резервирование мощности осуществляется дополнительными агрегатами ГЭС, а резервирование электроэнер-

гии (компенсирующее аварийный недоотпуск энергии) — на конденсационных тепловых электростанциях.

Стоимость дополнительной установленной мощности ГЭС и этих условиях можно принять пониженной — ориентировочно от 10 до 30 руб./квт.

Если резерв создается путем дополнительного ввода конденсационных блоков, однотипных с новыми вводимыми рабочими блоками, то считается, что эти дополнительные блоки также получают базисную нагрузку. Тем самым разгружаются конденсационные станции старых типов, где удельный расход топлива принят на 10% выше, чем на новых вводимых блоках. Удельная стоимость устанавливаемой мощности для мощных блоков составляет 60 руб./квт.

Далее принимается, что резервирование выходящих из строя агрегатов производится в энергосистеме без увеличения мощности линий электропередач (ЛЭП) — за счет использования имеющихся запасов мощности. Это обеспечивается существующей практикой проектирования ЛЭП.

При проектировании мощных линий электропередач, связывающих крупные электростанции с энергосистемой, в условиях значительных расстояний выбираются весьма высокие напряжения — 500 кВ и выше. При этом обычно принимается наибольшее сечение провода ЛЭП, технически осуществимое на данном этапе. Незначительным увеличением затрат, связанным с завышенным сечением проводов ЛЭП, пренебрегают, а запасы мощности могут быть использованы для передачи резервных мощностей.

Поскольку при увеличении мощности блоков появляется дополнительный стимул к увеличению мощности электростанции, сопоставление вариантов с различной мощностью блоков проводится здесь с учетом укрупнения мощности электростанции (оценка эффективности укрупнения мощностей блоков при неизменной мощности электростанции дается в § 3-5).

При укрупнении электростанций в связи с ростом концентрации выработки энергии будет сокращаться число их. В условиях энергоснабжения рассредоточенных потребителей будет необходимо развитие линий электропередач (ЛЭП), что связано с дополнительными затратами. В связи с этим рассматриваются два подварианта:

а) при укрупнении единичных мощностей блоков пропорционально увеличивается и мощность электростанции с сохранением неизменного числа установленных блоков (принятого равным пяти);

б) при удвоении мощности блоков мощность электростанции увеличивается в 1,5—1,6 раз с сокращением числа установленных блоков на 25—30%.

Эффективность укрупнения мощностей блоков определяется для двух типов энергосистем, отличающихся плотностью графика нагрузки и стоимостью топлива.

Система типа А характерна для средних условий Европейской части СССР. Расчетная стоимость топлива 10 руб./т у. т. Плотность графика нагрузки $\gamma = 0,85$, что с учетом вывода оборудования в плановый ремонт соответствует перспективному графику системы Центра. Темп развития — удвоение мощности за 8 лет. Аварийный резерв предполагается осуществить дополнительным вводом базисных блоков (соответственно первому подварианту).

Система типа Б характерна для условий Центральной Сибири. Расчетная стоимость топлива 3,0 руб./т у. т. Плотность графика нагрузки тепловых электростанций (с учетом вывода части оборудования в летнее время в ремонт) $\gamma = 1,0$. Темп развития — удвоение мощности за 5 лет. Создание аварийного резерва в этом случае учитывается в двух вариантах — при удельной стоимости дополнительной мощности 60 и 30 руб./квт.

С целью учета влияния электрических связей между отдельными энергосистемами на эффективность укрупнения блоков расчеты были выполнены для двух систем:

1) для единой системы с мощными связями, на которые укрупнение мощности блоков не оказывает влияния;

2) для энергообъединения, состоящего из двух одинаковых систем, объединяемых ЛЭП. Мощность электрической связи в этом случае определяется необходимой величиной передаваемой резервной мощности, дальность передачи (L) рассматривается в пределах 200—800 км. Кроме того, в расчеты введены три значения характерных линейных размеров энергосистемы (l), равных среднему расстоянию между потребителями энергии.

В результате приняты следующие варианты протяженностей электрических связей:

Изолированные системы

$l = 0$
 $l = 200 \text{ км}$
 $l = 400 \text{ »}$

Энергообъединение

$l = 0$; $L = 200 \text{ км}$
 $l = 200 \text{ км}; L = 400 \text{ »}$
 $l = 400 \text{ »}; L = 800 \text{ »}$

Вариант, характеризующийся $l = 0$, отражает случай снабжения потребителей, сосредоточенных возле электростанций, и является наиболее благоприятным для укрупнения мощности электростанции.

Принятые для различных значений единичной мощности блоков основные характеристики турбоагрегатов, параметры пара и удельные расходы топлива приведены в табл. 3-2. Как видно из таблицы, выбранные параметры пара для блоков в энергетических системах типов А и Б несколько отличаются в связи с разной расчетной стоимостью топлива.

Для каждой мощности энергосистемы или энергообъединения (в рассмотренном диапазоне мощностей) в зависимости от единичной мощности блоков были определены удельные расчетные затраты, отнесенные к единице отпущенной энергии.

Характеристики турбоагрегатов и показатели экономичности блоков, принятые для расчета

Наименование	Мощность агрегатов, Мвт								
	100	150	200	300	400	500	800	1200	1600
Система типа А ($c_T = 10$ руб./т у. т.)									
Начальные параметры пара, атм	130	130	130	240	240	240	240	240	240
°С	565/565	565/565	565/565	580/565	580/565	580/565	580/565	580/565	580/565
Число валов турбины	1	1	1	1	1	2	2	2	2
Число выхлопов	1×1,5	2	2×1,5	3	6	6	8	8×1,5	8×1,5
Длина лопатки последней ступени, мм	765	780	765	960	960	960	960	960	960
Удельная паровая нагрузка выхлопа, т/м²·ч	26	28	26	26	17	26	26	26	34,5
Конечное давление (при $t_a = 12^\circ\text{C}$), атм	0,036	0,037	0,035	0,035	0,029	0,035	0,035	0,035	0,041
Удельный расход топлива (стандартный метод), кг/квт·ч	0,3336	0,3325	0,3300	0,312	0,3061	0,3101	0,3095	0,3095	0,3143
Система типа Б ($c_T = 3$ руб./т у. т.)									
Начальные параметры пара, атм	130	130	130	130	130	240	240	240	240
°С	565/565	565/565	565/565	565/565	565/565	580/565	580/565	580/565	580/565
Число валов турбины	1	1	1	1	1	1	2	2	2
Число выхлопов	1×1,5	2	2×1,5	2×1,5	3	4	6	6	6×1,5
Длина лопатки последней ступени, мм	765	780	765	765	960	960	960	1100	960
Удельная паровая нагрузка выхлопа, т/м²·ч	26	28	26	26	35	39	34,5	38,5	46
Конечное давление (при $t_a = 12^\circ\text{C}$), атм	0,041	0,042	0,041	0,041	0,048	0,05	0,047	0,05	0,055
Удельный расход топлива (стандартный метод), кг/квт·ч	0,3348	0,3335	0,3312	0,3299	0,3341	0,3175	0,3151	0,3166	0,3196

Характер полученных кривых показан на рис. 3-6. Здесь в полулогарифмических координатах даны кривые изменения удельных расчетных затрат в зависимости от единичной мощности блока для изолированной системы типа А.

Кривые для случая $l = 0$ даны для подварианта «а» (неизменное число блоков на станции), для $l = 200$ км и 400 км — для

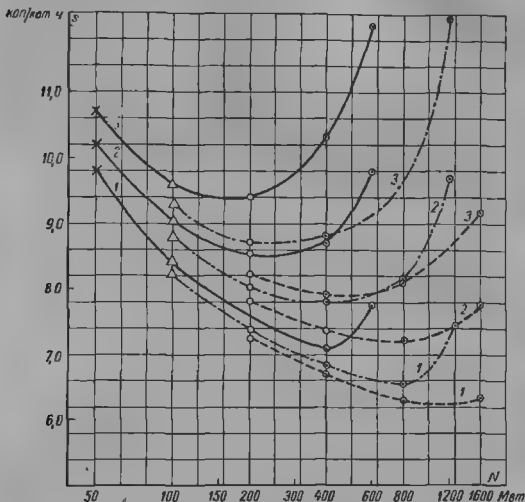


Рис. 3-6. Удельные расчетные затраты в зависимости от единичной мощности системы для изолированной системы типа А.

$l=0$; 2—200 км; 3—400 км; ×—параметры пара 90 атм, 535° С, Δ—130 атм, 565/565° С; ○—240 атм, 580/565° С, одновальная турбина. ○—то же, двухвальная турбина, ———— — мощность энергосистемы 4000 Мвт; — — — — 8000 Мвт; — — — — 16 000 Мвт.

подварианта «б» (что соответствует сокращению числа блоков на станции при укрупнении единичной мощности).

Как видно из рис. 3-6, при уменьшении длины ЛЭП и увеличении мощности энергосистемы существенно сокращаются удельные расчетные затраты и повышается оптимальная мощность блока. Зависимости, подобные показанным на рис. 3-6, позволяют определить оптимальные мощности блоков применительно к различным условиям. Такие данные приведены на рис. 3-7 и 3-8.

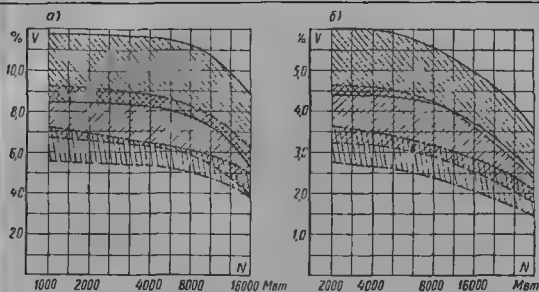


Рис. 3-7. Оптимальные мощности блоков в энергосистемах для системы типа А: а — изолированная система; б — энергообъединение.

— $I = 0$, $L = 200$ км; — — — $I = 200$ кж; $L = 400$ км;
 — — — $I = 400$ кж; $L = 800$ км.

Величины L — только для энергообъединения.

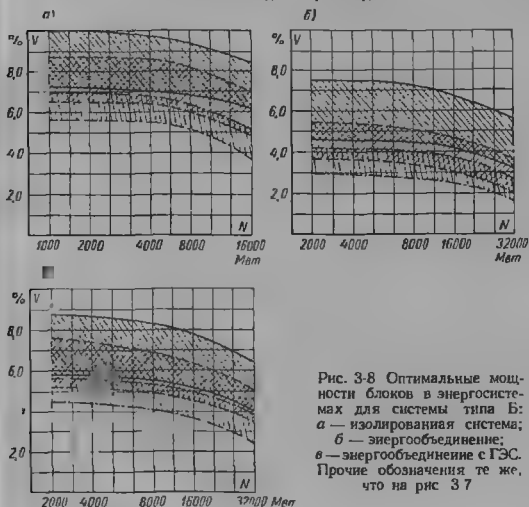


Рис. 3-8. Оптимальные мощности блоков в энергосистемах для системы типа Б: а — изолированная система; б — энергообъединение; в — энергообъединение с ГЭС. Прочие обозначения те же, что на рис. 3-7

Здесь оптимальные мощности блоков, отнесенные к мощности энергосистем (v), показаны в зависимости от мощности энергосистемы или энергообъединения. Кривые нанесены для различных значений величины l , характеризующей среднее расстояние между потребителями энергии при их рассредоточенном расположении.

Ввиду пологого характера зависимости удельных расчетных затрат от единичной мощности блоков правильнее рассматривать не конкретные значения, а области (диапазоны) возможных оптимальных значений единичных мощностей, при которых изменение суммарных расчетных затрат укладывается в пределы точности расчета или может быть перекрыто влиянием неучтенных дополнительных факторов.

В данном случае диапазон оптимальных значений единичных мощностей (v) определялся условно принятым допустимым отклонением удельных расчетных затрат от минимального значения ив $0,004 \text{ коп/квт} \cdot \text{ч}$, что составляет не более 2% от расчетной стоимости энергии по сопоставляемым вариантам.

Диапазоны оптимальных значений v отражены на рис. 3-7 и 3-8 штрихованными полосами, ширина которых характеризует степень пологости кривых удельных расчетных затрат. Из приведенных на этих рисунках зависимостей можно сделать следующие выводы:

1. Оптимальные значения относительных мощностей отдельных блоков (по отношению к общей мощности энергосистемы или энергообъединения) в зависимости от конкретных условий данной энергосистемы могут изменяться в весьма широком диапазоне — от 1,5 до 11—12%, поэтому часто встречаемые в литературе ссылки на какие-либо определенные величины (например, 5—10%) являются необоснованными.

2. При определении оптимальных значений единичной мощности блоков большое значение имеет влияние укрупнения электростанции на необходимое развитие ЛЭП, в особенности при дорогом топливе (системы типа А), когда связанные с ЛЭП потери энергии приобретают большую значимость. Например, при мощности энергосистемы 8000 Мвт (рис. 3-7) оптимальные значения v составляют: 7,5—10% при $l = 0$; 5—7% при $l = 200 \text{ км}$; 3,5—5% при $l = 400 \text{ км}$.

Таким образом, при увеличении длины ЛЭП (l) от 0 до 200 км или от 200 до 400 км снижается оптимальная мощность блока на 20—30%. Этим объясняется, почему при рассредоточенных потребителях энергии ($l > 0$) лучшие результаты получаются в условиях, когда укрупнение блоков сопровождается сокращением их числа на электростанции, что и учтено на рис. 3-6 и 3-8.

3. Оптимальная мощность блоков увеличивается медленнее, чем мощность энергосистемы, поэтому оптимальное отношение v падает с повышением мощности энергосистемы. Это объясняется тем, что при высоких единичных мощностях блоков (соответствую-

иных более мощным энергосистемам) снижается экономическая эффективность дальнейшего их укрупнения (если не учитывать возможности дальнейшего повышения начальных параметров паров и совершенствования тепловой схемы). Например, при увеличении мощности системы от 2000 до 4000 *Мвт* оптимальная мощность блока возрастает также приблизительно в два раза (для изолированной системы типа А), в то время как при удвоении мощности системы от 8000 до 16 000 *Мвт* она повышается лишь в 1,4 раза.

4. При объединении двух энергосистем электрической связью заметно повышаются оптимальные мощности блоков, однако в значительно меньшей степени, чем при удвоении мощности энергосистемы. Это объясняется необходимостью передачи резервной мощности по ЛЭП и является справедливым в условиях, когда мощность переключки между энергосистемами рассчитывается только на передачу резервной мощности (как это принято в данном расчете).

В этом случае повышение оптимальной мощности блока при объединении двух систем переключкой составляет лишь 10—30% от величины, соответствующей удвоению мощности энергосистемы. Увеличение длины переключки сказывается на этих зависимостях сравнительно слабо.

Вместе с тем в условиях, когда дополнительные затраты на связывающую энергосистему ЛЭП при увеличении ее мощности малы, эффективность объединения двух систем переключкой (с точки зрения укрупнения оптимальной мощности блока) будет приближаться к величине, соответствующей удвоению мощности единой энергосистемы (с неограниченными связями).

Это возможно, например, в случаях, когда мощность ЛЭП между энергосистемами определяется постоянным потоком энергии, дополнительная же кратковременная нагрузка ЛЭП при передаче резервной мощности связана с весьма незначительными дополнительными затратами.

5) Влияние величины удельной стоимости резервной мощности на оптимальную мощность блоков определяется сопоставлением кривых графиков б и в на рис. 3-8.

При снижении удельной стоимости резервной мощности приблизительно в 2—2,5 раза (с 60—70 до 30 *руб/квт*) оптимальная мощность блоков повышается на 20—50%.

Низкая стоимость резервной или пиковой мощности возможна, как указывалось выше, при установке дополнительных агрегатов на ГЭС (например, в условиях Сибири), при использовании перегрузочной способности КЭС (например, путем увеличения мощности при частичном отключении регенеративных подогревателей), при установке дешевых пиковых газотурбинных установок, использовании перегрузочной способности теплофикационных турбин с отборами и конденсацией пара и т. п.

6. Необходимо обратить внимание также на то, что пологий вблизи оптимума характер зависимости удельных расчетных затрат

от единичной мощности блока (рис. 3-6) свидетельствует о возможности заметного влияния дополнительных, неучтенных здесь факторов. Так, существенным является влияние мощности блока на конструктивные особенности и профиль оборудования, а следовательно, и на его технико-экономические характеристики. Это влияние наиболее резко сказывается на типе и конструкции турбоагрегата, что детально освещается в следующем параграфе. К неучтенным факторам относится также влияние топливоснабжения и водоснабжения на укрупнение мощности электростанции, а также прочие местные условия, зависящие от расположения электростанции и особенностей коммутации электроэнергии. Эти дополнительные факторы могут быть учтены лишь применительно к конкретным объектам.

Все приведенные выше результаты были получены при неизменном значении показателя аварийности α , принятого независимым от единичной мощности блоков и равным 0,02. Такое допущение является условным, однако практически трудно предвидеть тенденцию изменения длительности вынужденных простоев в зависимости от единичной мощности. Можно только сказать, что эта тенденция будет определяться влиянием двух основных факторов, действующих в противоположных направлениях.

С одной стороны, укрупнение блоков приводит к увеличению общего количества участков, аварийное состояние которых может вызвать вынужденную остановку блока в целом. Так, котельный агрегат к блоку на 300 *Мвт* имеет около 70 000 сварных стыков; при увеличении мощности котлоагрегата до 500 и 800 *Мвт* количество их растет приблизительно пропорционально изменению мощности. Как известно, сварные стыки являются в настоящее время слабыми местами котельных агрегатов.

С другой стороны, прогресс энергомашиностроения, совершенствование технологических процессов изготовления оборудования, анализ опыта его эксплуатации должны способствовать повышению надежности нового оборудования по сравнению с ранее выполненными типоразмерами.

С целью выявления влияния изменения длительности аварийного состояния на эффективность повышения единичной мощности оборудования ниже дается сопоставление расчетных затрат и оптимальных мощностей для двух вариантов показателя α

- 1) α — неизменная для всех значений единичной мощности величина, равная 0,03; 2) α — переменная величина, увеличивающаяся на 0,01 при удвоении единичной мощности.

В последнем варианте принимаются следующие значения α :

Показатель α	Мощность блока, <i>Мвт</i>
0,03	100
0,04	200
0,05	400
0,06	800

Результаты отражены на рис. 3-9, где по оси абсцисс отложена абсолютная мощность блока, а по оси ординат — расчетные затраты на единицу отпущенной энергии.

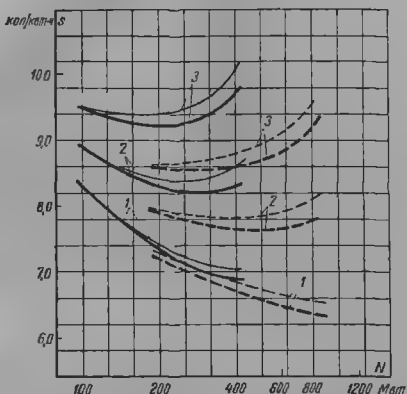


Рис. 3-9 Влияние показателя длительности аварийного состояния на удельные расчетные затраты и оптимальную мощность блоков

1 — $L = 200$ км, $l = 0$; 2 — $L = 400$ км, $l = 200$ км, 3 — $L = 800$ км.
 $l = 400$ км, ——— — мощность энергообъединения 8000 Мвт.
 $\alpha = \text{const}$, ——— — то же, $\alpha = \text{var}$; - - - - - мощность энерго
 объединения 16 000 Мвт, $\alpha = \text{const}$; - - - - - то же, $\alpha = \text{var}$

Как видно из рис. 3-9, увеличение α на 0,01 при каждом удвоении мощности заметно повышает расчетные затраты и приводит к снижению оптимальной мощности на 10—20%. Разница получается особенно значительной при высоких мощностях блоков.

3-4. Методические положения и исходные данные к выбору единичной мощности и типа турбоагрегата для электростанций заданной мощности

В реальной практике развития энергосистем мощность отдельных электростанций может лимитироваться условиями водоснабжения, топливоснабжения, генплана, а также условиями размещения электростанции относительно потребителей энергии. При этом укрупнение единичных мощностей блоков можно рассматривать в значительно более узком диапазоне (чем это сделано в предыдущем параграфе), с учетом допустимого числа блоков на электростанции.

При такой постановке задачи приведение вариантов к одинаковому энергетическому эффекту достигается выбором одинаковой для всех вариантов мощности электростанции (которая, однако, сама может являться варьируемым параметром) и одинаковой надежностью энергоснабжения, получаемой при надлежащем выборе резерва в энергетической системе.

Единичная мощность блока влияет в этом случае на величину передаваемой по ЛЭП резервной мощности, однако почти всегда эта резервная мощность может быть передана при использовании имеющихся запасов мощности магистральных ЛЭП (как это было отмечено в § 3-2).

Таким образом, в рассматриваемых условиях изменение мощности линий электропередач может не учитываться.

Все это позволяет устранить из технико-экономического исследования такие сравнительно малоопределенные факторы, как влияние развития электростанций на вложения в линии электропередач, и дает возможность получить более конкретные результаты.

С другой стороны, при уточнении целесообразной единичной мощности блока необходимо более точно учитывать влияние единичной мощности оборудования на его профиль и, следовательно, на его технико-экономические характеристики.

Надо считаться с тем, что реализация определенного (например, сравнительно более простого и дешевого) конструктивного решения при некотором уровне мощности может существенно повлиять на экономическую эффективность этой ступени мощности по сравнению с другими возможными решениями. В первую очередь это относится к типу и конструктивной схеме турбинных агрегатов, где в условиях больших мощностей и ограниченных размеров последних лопаток уровень единичной мощности непосредственно влияет на необходимое число выхлопов и величину выходных потерь турбины, а начиная с некоторой мощности, также и на число валов турбоагрегата.

Анализ совместного влияния укрупнения мощностей блоков и связанного с этим изменения характеристик турбоустановки на экономическую эффективность этого укрупнения позволяет определить применительно к различным условиям как оптимальные мощности блоков, так и оптимальное число валов и выхлопов турбоагрегата.

Таким образом, выбор для заданных условий единичной мощности турбоагрегата и выбор основных расчетных параметров, определяющих его конструктивный профиль, являются составными частями единой комплексной задачи.

Дальнейшее весьма важное методическое положение заключается в том, что варианты должны сопоставляться при оптимальных и каждом случае характеристиках прочих элементов, влияющих на их экономические показатели.

В данном случае это означает, что варианты блоков различной мощности и с различными конструктивными схемами турбоагрегатов, надо сравнивать также в условиях оптимальных для каждого случая характеристик конденсационных устройств, т. е. поверхности конденсатора и расхода охлаждающей воды, определяющих (при заданной температуре охлаждающей воды) оптимальное значение давления в конденсаторе.

Таким образом, сопоставление различных вариантов турбоагрегатов должно производиться при оптимальных значениях удельной паровой нагрузки поверхности конденсатора g_k (равной отношению расхода пара в конденсатор, определяемого по сухому пару, к поверхности конденсатора), и кратности охлаждения m .

Для количественной оценки влияния этих факторов в расчеты вводится величина удельной паровой нагрузки выходного сечения последней ступени, равная

$$g_F = \frac{G_k}{F_{\text{вых}}},$$

где G_k — расход пара в конденсатор, определяемый по сухому пару, т. е. за вычетом влажности пара, m/q ;

$F_{\text{вых}}$ — площадь выходного кольцевого сечения последней ступени.

Как показывают расчеты, величина удельной нагрузки выходного сечения последних ступеней турбины g_F существенно влияет на эффективность углубления вакуума, величину оптимального вакуума, а следовательно, и на определяющие его значения паровой нагрузки поверхности конденсатора и кратности охлаждения.

Взаимосвязи между оптимальными значениями g_F , g_k и m подробно освещаются в пятой главе.

Необходимо отметить, что значения g_F , выбранные (как это рекомендуется некоторыми авторами) лишь исходя из оценки экономичности турбины и затрат на ее часть низкого давления (ч. и д.) и конденсационные устройства, заметно отличаются от оптимальных величин, получаемых на основании оценки затрат по блоку в целом.

Это иллюстрируется следующим примером.

На рис 3-10 по оси абсцисс отложена мощность турбоагрегата, по оси ординат — изменение удельных расчетных затрат, подсчитанное по сравнению с некоторым исходным вариантом.

Кривые 1 отражают изменение расчетных затрат, включающих издержки на топливо, обусловленные изменением выходных потерь турбины и оптимального вакуума в конденсаторе, расчетных затрат, связанных со стоимостью ч. и д. турбины, поверхности конденсатора и системы водоснабжения, а также затрат, связанных с работой циркуляционных насосов. Цифры на кривых указывают число выхлопов. Длина лопатки последней ступени принята 960 мм. При числе выхлопов свыше четырех турбина предпо-

лагается двухвальной и учитываются дополнительные в связи с этим затраты.

Как видно из рис. 3-10, для каждого выбранного числа выхлопов кривая расчетных затрат имеет определенный минимум, соответствующий некоторому значению паровой нагрузки ахходного сечения g_F^0 (указанному на кривых).

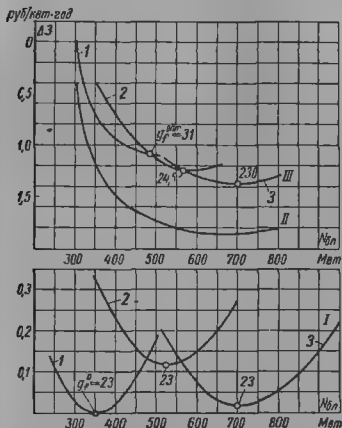


Рис. 3-10. Оптимальные удельные нагрузки части низкого давления турбины с учетом эффективности укрупнения блоков (температура охлаждающей воды $t_v = 12^\circ \text{C}$; расчетная стоимость топлива $c_F^D = 10 \text{ руб/т у. т.}$).

I — турбоагрегаты одновальные с 4 выхлопами ч. н. д.; 2 — двухвальные с 6 выхлопами; 3 — двухвальные с 8 выхлопами.

нении мощности блока в энергосистеме и, следовательно, суммируют ординаты кривых I и II. На кривой III также помечены оптимальные для каждого числа выхлопов значения $g_F^{\text{опт}}$.

Из рис. 3-10 видно, что оптимальные значения удельных нагрузок $g_F^{\text{опт}}$, полученные с учетом изменения всего комплекса затрат, связанных с блоком в целом, в общем случае отличаются от величин g_F^0 , которые могли бы быть выбраны на основании рассмотрения лишь ч. н. д. турбины и конденсационных устройств.

В диапазоне единичных мощностей, в котором укрупнение мощности является экономически эффективным, величина $g_F^{\text{опт}}$

Кривая III отражает изменение всех прочих расчетных затрат по блоку в целом в зависимости от его мощности (равной мощности турбоагрегата). Эта кривая включает затраты, связанные с изменением необходимого в энергосистеме аварийного резерва (применительно к энергосистеме мощностью 30 млн. квт), удельные расчетные затраты, связанные со стоимостью блока в целом, а также издержки на топливо, с учетом изменения экономичности турбоагрегата а целом в зависимости от его мощности, за вычетом составляющих, учтенных кривыми I.

Кривые III показывают изменение суммарных удельных расчетных затрат при укрупнении

для каждого заданного числа выхлопов превышает g_F^0 и притом тем больше, чем больше эффективность укрупнения блока, определенная по совокупности его показателей. Так, при четырех выхлопах на турбину $g_F^0 = 23 \text{ т/м}^2 \cdot \text{ч}$, в то время как $g_F^{\text{опт}} = 31 \text{ т/м}^2 \cdot \text{ч}$.

Соответственно повышаются и оптимальные мощности турбоагрегатов для каждого заданного числа выхлопов.

Причиной указанной разницы является дискретность ряда конструктивно возможных размеров части низкого давления турбины, что не позволяет изменять выходные сечения в строгом соответствии с изменением мощности турбоагрегата. В этих условиях очевидно, что увеличение мощности турбоагрегата (и, следовательно, блока в целом) при неизменных размерах ч. н. д. может (до известного предела) компенсировать некоторое увеличение потерь в хвостовой части турбины, связанное с возрастанием удельной нагрузки g_F до величины $g_F^{\text{опт}} > g_F^0$. Отсюда следует также, что разница между оптимальными значениями g_F^0 и $g_F^{\text{опт}}$ будет увеличиваться с уменьшением числа конструктивно возможных типоразмеров ч. н. д. турбины, а также с увеличением дополнительных затрат, связанных с дальнейшим увеличением числа выхлопов ч. н. д. турбины.

Изменение характеристик конденсационных устройств и части низкого давления турбины приводит к изменению располагаемой мощности турбины при неизменном расходе пара через нее. При этом изменяются адиабатический тепловыпуск в турбине вследствие изменения давления в конденсаторе (определяемого при прочих равных условиях поверхностью конденсатора и кратностью охлаждения) и внутренний относительный к. п. д. вследствие изменения выходных потерь.

При заданном выходном сечении ч. н. д. турбины выходные потери также зависят от давления в конденсаторе (определяющего удельный объем пара); поэтому влияние изменения обоих факторов — характеристик конденсационного устройства и ч. н. д. турбины — на располагаемую мощность турбины в конечном счете зависит от температуры охлаждающей воды, переменной в течение года.

Таким образом, дополнительная мощность турбины, обусловленная изменением этих факторов, также является переменной в течение года величиной. Правильная оценка технико-экономической эффективности использования этой дополнительной мощности в энергосистеме имеет большое значение для выбора рациональных типоразмеров турбин и конденсаторов. Какой-либо общепринятой методики для оценки эффективности переменной в течение года дополнительной мощности в настоящее время нет. Так, в опубликованных работах Всесоюзного теплотехнического института [Л. 3-5] и Центрального котлотурбинного института [Л. 3-6—3-10] в расчет вводится величина дополнительной мощ-

ности, соответствующая среднегодовой температуре охлаждающей воды.

В ряде работ сотрудников Энергетического института АН СССР [Л. 3-11—3-13] расчет ведется по дополнительной мощности, получаемой в зимнее время, поскольку именно для этого периода обычно характерны максимальные электрические нагрузки. Соответствующая зимнему периоду величина дополнительной мощности превышает на 30—40% ее значение, определяемое при среднегодовой температуре охлаждающей воды, что существенно влияет на результаты расчетов.

В общем случае в годовом графике изменения дополнительной мощности турбоагрегата можно выделить базисную составляющую ΔN_1 , равную минимальному в течение года значению дополнительной мощности, и переменную составляющую ΔN_2 , изменяющуюся в течение года. Очевидно, что базисная составляющая ΔN_1 может заместить в энергосистеме равную ей (с учетом потерь в ЛЭП) мощность базисной КЭС.

Переменная составляющая дополнительной мощности ΔN_2 изменяется в зависимости от температуры охлаждающей воды (т. е. в значительной степени от времени года) от нуля до некоторого максимума. Если рассматривается эффективность изменения выходного сечения ч. н. д. турбины, то максимальные значения ΔN_2 будут при низких температурах охлаждающей воды, т. е. в зимний период. Наоборот, увеличение поверхности конденсатора или кратности охлаждения дают наибольший эффект при высоких температурах охлаждающей воды, т. е. в летний период.

Необходимо учитывать, что переменная составляющая дополнительной мощности ΔN_2 может замещать в энергосистеме сезонную мощность различных энергоустановок специфических типов или же мощность пиковых установок со сравнительно небольшим числом часов их использования. В обоих случаях удельная стоимость единицы замещенной в энергосистеме мощности будет ниже, чем при базисной высокоэкономичной установке.

Вместе с тем более точные расчеты, основанные на определении переменной величины дополнительной мощности ΔN_2 дифференцированно для различных периодов года и с учетом различных вариантов замещаемых в энергосистеме типов энергоустановок, дают сравнительно небольшие отклонения в обе стороны от расчетов по более простому, но несколько условному методу определения величины ΔN_2 при среднегодовой температуре охлаждающей воды, с замещением в энергосистеме базисной КЭС [Л. 3-9].

Поэтому последний метод используется в дальнейшем, так как дает практически удовлетворительные результаты при значительном упрощении расчетов.

Для определения оптимальной кратности охлаждения и экономических показателей конденсационных устройств различной мощности приходится пользоваться стоимостными показателями

систем водоснабжения и, в частности, вводить показатель, характеризующий изменение единовременных затрат и годовых издержек при изменении расхода охлаждающей воды. Соответствующие расчеты даны в приложении I.

Как показывает анализ переменной (зависящей от расхода воды) составляющей затрат на водоснабжение, изменение этих затрат при элементарном изменении расхода охлаждающей воды для мощных КЭС может находиться в пределах 8—20 руб./ч³.

Необходимые исходные данные для анализа влияния мощности и типа турбоагрегатов на технико-экономические показатели турбоустановки приведены в приложении II.

3-5. Влияние единичной мощности и типа турбоагрегатов на технико-экономические показатели электростанции заданной мощности

Раздельное влияние единичной мощности и числа блоков на стоимостные показатели электростанции было освещено в § 3-1. Фиксирование мощности электростанции приводит к тому, что число установленных на ней блоков и единичная их мощность оказываются величинами взаимосвязанными. При этом удельные единовременные затраты по электростанции должны учитывать совокупное влияние обоих факторов.

Вместе с тем, как было показано выше, эффективность укрупнения единичной мощности тесно связана с выбором зависящих от мощности конструктивных решений. Для турбоагрегата такими решениями являются число валов и площадь выходных сечений турбины (число выхлопов), причем последняя величина обуславливает также оптимальные величины вакуума в конденсаторе, а следовательно, и характеристики конденсационного устройства. Влияние выходных сечений части низкого давления турбины на оптимальный вакуум в конденсаторе, на экономичность турбины и единовременные затраты на турбоустановку в целом освещено в приложении (табл. П-1 и П-2). Нанесение этих данных на кривые рис. 3-1, с учетом также измененный затрат на водоснабжение (связанных с изменением кратности охлаждения), позволяет получить зависимости единовременных затрат по электростанции от единичной мощности блока применительно к различным вариантам конструктивного осуществления турбины. Такие зависимости даны на рис. 3-11.

По оси абсцисс здесь отложена единичная мощность блока (по схеме «котел — турбина»), по оси ординат — экономия удельных единовременных затрат на электростанцию мощностью 2400—4000 Мвт по сравнению с вариантом комплектования электростанции той же мощности блоками 300 Мвт.

Как видно из рис. 3-11, укрупнение мощностей блоков в общем существенно снижает единовременные затраты на электростан-

цию, однако эффективность этого укрупнения постепенно снижается по мере увеличения мощности блоков.

Наибольшая экономия одновременных затрат достигается в диапазоне мощностей 300—500 Мвт.

Фактором, противодействующим снижению единовременных затрат, является увеличение количества элементов турбоустановки — выхлопов части низкого давления и особенно валов турбины.

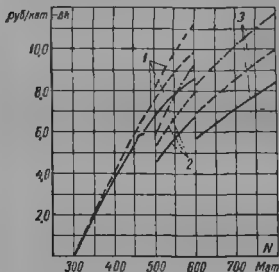


Рис. 3-11. Экономия удельных капитальных вложений в электростанцию в зависимости от единичной мощности блока.

1 — турбоагрегаты одновальные, 4 выхлопа при $I_d = 960$ мм; 2 — двухвальные, 6 выхлопов; 3 — двухвальные, 8 выхлопов; — — — — — мощность электростанции 2400—2500 Мвт; — — — — — 3000—3200 Мвт; — — — — — 4000—4200 Мвт.

В расчетах принималось максимальное число выхлопов, равное четырем для одновальной турбины мощностью до 500 Мвт.¹ При более высоких единичных мощностях предполагалось применение двухвальных турбин с числом выхлопов до восьми (например, по четыре выхлопа на каждом валу).

Для более наглядного сопоставления стоимостных показателей блоков с одно- и двухвальными турбоагрегатами в некотором диапазоне мощностей на рис. 3-11 максимальная мощность одновальной турбины с четырьмя выхлопами условно доведена до 600 Мвт.²

Применение блоков 500 Мвт вместо блоков 300 Мвт при одновальных турбинах значительно снижает стоимость установлен-

ной мощности. Так, в условиях электростанции мощностью 2400—2500 Мвт экономия капиталовложений составляет 6,8 руб/квт. Дальнейшее увеличение единичной мощности блока до 600 Мвт, сопровождаемое переходом на двухвальные турбины, не приводит к снижению капиталовложений. Увеличение единичной мощности блока от 600 до 800 Мвт с одновременным увеличением числа выхлопов турбины от 6 до 8 снижает капитальные затраты на 1,6 руб/квт.

¹ В последнее время в СССР и за рубежом ведутся разработки одновальных турбоагрегатов с шестью выхлопами в ч. и. д.

² Вопросы обоснования (для различных условий) предельной мощности одновальных турбоагрегатов в данной книге специально рассмотрены в приложении III. Согласно полученным результатам, предельная мощность одновального турбоагрегата с четырехпоточной конструкцией ч. и. д. колеблется от 400—470 до 650—700 Мвт (в диапазоне изменения стоимости топлива от 13 до 3 руб/т у. т.).

Увеличение мощности электростанций также снижает удельную стоимость установленной мощности и повышает эффективность укрупнения мощностей блоков. Так, в условиях электростанции мощностью 3000—3200 *Мвт* увеличение единичной мощности блока от 500 до 600 *Мвт* (с переходом на двухвальные турбоагрегаты) уже дает некоторое снижение удельных капиталовложений — на 0,5 *руб/квт*; при увеличении мощности агрегатов от 600 до 800 *Мвт* экономия капитальных затрат составляет 2,0 *руб/квт*. При возрастании мощности электростанции до 4000—4200 *Мвт* комплектование ее блоками мощностью 800 *Мвт* вместо блоков 600 *Мвт* приводит к снижению стоимости станции на 2,5 *руб/квт*.

Соблюдение условия одинаковой надежности электроснабжения потребителей при укрупнении блоков требует увеличения необходимого аварийного резерва в энергетической системе. Как показано во второй главе, мощность аварийного резерва зависит от мощности энергосистемы и доли в ней крупных блоков.

Эффективность повышения единичной мощности блоков с учетом необходимого аварийного резерва определена на примере трех энергосистем, основные характеристики которых даны в табл. 3-3. При этом рассмотрен 17-летний период развития этих энергосистем. Затраты на мощность аварийного резерва, связанного с вводом данного типа блоков, определены за этот период с учетом фактора времени по методике, описанной в главе второй.

Таблица 3-3

Характеристики энергосистем

Показатели	Энергосистемы		
	I	II	III
Мощность энергосистемы к концу рассматриваемого периода, <i>Мвт</i>	44 700	67 000	33 700
Плотность графика нагрузки КЭС	0,85	0,85	1,0
Суммарная мощность вводимых крупных блоков, <i>Мвт</i>	6 400	48 500	15 200
Доля крупных блоков в энергосистеме к концу периода, %	14,3	72,5	45,0
Расчетная стоимость топлива, <i>руб/т</i> у. т.	10,0	10,0	3,0

Показатель плотности графика нагрузки принят: 0,85 для энергосистем I и II, что (с учетом вывода оборудования в ремонт) представляется в перспективе характерным для крупнейших энергообъединений Европейской части СССР, и 0,1 для энергосистемы III, что соответствует условиям энергосистем Центральной Сибири.

Необходимая надежность энергоснабжения 0,999. Данные о масштабах ввода мощных блоков представлены в табл. 3-3. Относительная длительность аварийных простоев к концу периода принята 0,03. Это дает, возможно, несколько заниженные величины необходимого аварийного резерва для наиболее крупных блоков.

Изменение необходимого аварийного резерва в энергосистемах в зависимости от мощности вводимых блоков показано на рис. 3-12. По оси ординат отложено изменение затрат на ввод аварийного резерва (по сравнению с затратами при вводе блоков мощностью по 300 Мвт), отнесенное к затратам на ввод мощностей новых блоков за рассматриваемый период.¹

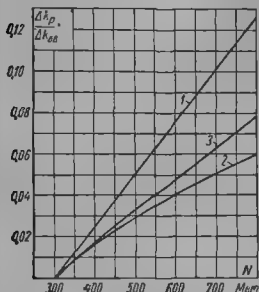


Рис. 3-12. Изменение затрат на необходимый аварийный резерв в зависимости от единичной мощности вводимых блоков.

1 — для энергосистемы I; 2 — для энергосистемы II; 3 — для энергосистемы III.

Как видно из рис. 3-12, повышение единичной мощности вводимых блоков во всех случаях увеличивает необходимую мощность аварийного резерва в энергосистеме. Влияние укрупнения единичных мощностей блоков на относительный аварийный резерв тем значительнее, чем меньше доля мощных агрегатов. Например, в системе I, где доля крупных агрегатов составляет лишь 14,3%, повышение мощности блока от 500 до 800 Мвт увеличивает затраты на ввод аварийного резерва на 7,5%.

Повышение доли вводимых блоков, а также увеличение мощности энергосистем ослабляют влияние

единичной мощности на требуемый аварийный резерв.

Технико-экономическое сопоставление вариантов комплектования электростанции заданной мощности блоками различных типоразмеров проведено по величине расчетных затрат, учитывающих снижение стоимости установленного киловатта электростанции, изменение экономичности турбины (связанное с укрупнением турбины, изменением выходных потерь и оптимального вакуума в конденсаторе), а также увеличение необходимой мощности аварийного резерва в энергосистеме при укрупнении единичных мощностей блоков. Рассмотрена возможность применения одно- и двухвальных турбоагрегатов с различными конструктив-

¹ При определении затрат, связанных с изменением аварийного резерва при укрупнении агрегатов, возможность раздельной работы валов двухвальных турбин не учитывалась, так как это значительно усложняет схему и автоматизацию турбины и связано с перерасходом тепла вследствие дросселировании пара при раздельной работе второго вала.

ными характеристиками ч. н. д. на электростанциях мощностью 2400—3000 Мвт.

Изменение экономичности учтено условиями одинакового технического выполнения турбин в рассмотренном диапазоне мощностей. Это соответствует показателям удельных расходов тепла по турбоагрегату, приведенным в табл. 3-4. При этом оптимальное давление в конденсаторе определено с учетом паровой нагрузки выходного сечения последней ступени применительно к температуре охлаждающей воды 12° С.

Стоимость дополнительного расхода охлаждающей воды принята наименьшей — 8 руб./ч/т, что дает некоторое преимущество для турбин с большими выходными сечениями ч. н. д. Число часов использования установленной мощности 6500 ч/год.

Стоимость мощности резерва принята 50 руб./квт в предположении, что резерв создается за счет расширения электростанций блоками базисного типа. Рассмотрены также варианты с пониженной стоимостью резервной мощности, когда прирост мощности резерва происходит путем ввода дешевых пиковых энергоустановок (в системах I и II) или дополнительных агрегатов на гидроэлектростанциях (система III). В этом случае для энергосистем I и II стоимость резервной мощности составляет 30 руб./квт, а для энергосистемы III — 10 руб./квт.

Результаты сопоставления приведены на рис. 3-13—3-15. По оси ординат здесь отложена экономия удельных расчетных затрат по сравнению с аналогичными показателями для блоков мощностью 300 Мвт.

Из графиков видно, что наиболее значительная экономия расчетных затрат получается при повышении мощности блоков от 300 до 500 Мвт на базе одновальных турбин. В этом случае в зависимости от характеристик энергосистем (мощности энергосистем, масштабов ввода новых блоков) и стоимости топлива экономия расчетных затрат составляет 1,0—1,5 руб./квт·год (в условиях электростанции мощностью 2400—2500 Мвт).

Таким образом, блоки мощностью 500 Мвт с одновальными турбинами являются весьма эффективными практически во всех районах нашей страны, как с дорогим, так и с дешевым топливом.

Переход к двухвальным турбинам при единичной мощности 500 Мвт дает при дорогом топливе некоторую экономию расчетных затрат (около 0,15 руб./квт·год). Однако местные условия и изменение тепловой схемы могут оказать значительное влияние на эту величину. Так, при повышении среднегодовой температуры охлаждающей воды до 15° С (что характерно для энергообъединения Юга, где предполагается ввод наибольшего количества мощных блоков) указанная экономия полностью исчезает, а при повышенной стоимости системы водоснабжения (стоимость дополнительного расхода охлаждающей воды 15 руб./ч/т) снижается до 0,07 руб./квт·год.

Показатели экономичности турбоагрегатов

Мощность турбины. Мет	Число выхлопов ($l = 560 \text{ мм}$)	Оптимальное давление в конденсаторе, атм		Удельный расход тепла, ккал/сет.ч	
		$c_p^D = 10 \text{ руб/м}^3 \text{ у. т.}$	$c_p^D = 3 \text{ руб/м}^3 \text{ у. т.}$	$c_p^D = 10 \text{ руб/м}^3 \text{ у. т.}$	$c_p^D = 3 \text{ руб/м}^3 \text{ у. т.}$
300	3	0,035	0,037	1830	1831
400	4 6	0,035 0,029	0,037 0,032	1820 1788	1822 1797
500	4 6	0,039 0,030	0,043 0,034	1839 1798	1840 1803
600	4 6 8	0,035 0,028	0,037 0,033	1855 1814 1788	1816 1794
800	8	0,035	0,037	1809	1813

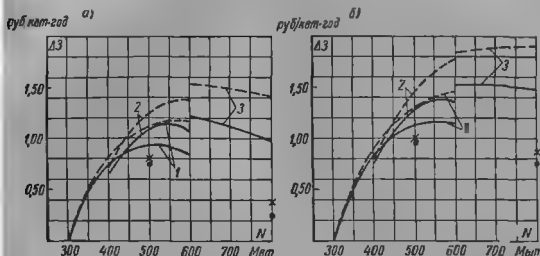


Рис. 3-13. Экономия расчетных затрат в зависимости от единичной мощности блоков для энергосистемы I: а — стоимость мощности аварийного резерва 50 руб/квт; б — 30 руб/квт.

1 — турбоагрегаты одновалвные; 2 — турбоагрегаты двухвалвные с 6 выхлопами; 3 — то же с 8 выхлопами; — — — — — $N_{ст} = 2400-2500$ Мвт, — — — — — $N_{ст} = 3000-3200$ Мвт; ● — при расчете стоимости установленного киловатта по данным проектных заданий; × — то же по данным разработок ТЭП 1962—1963 гг.

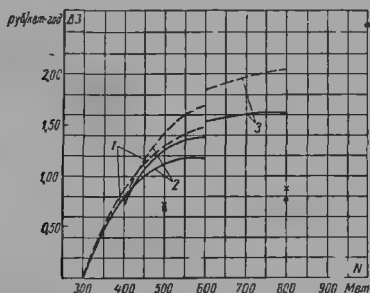


Рис. 3-14. Экономия расчетных затрат в зависимости от единичной мощности блоков для энергосистемы II. Стоимость мощности аварийного резерва 50 руб/квт.

1 — турбоагрегаты одновалвные; 2 — турбоагрегаты двухвалвные с 6 выхлопами; 3 — то же с 8 выхлопами; — — — — — $N_{ст} = 2400-2500$ Мвт; — — — — — $N_{ст} = 3000-3200$ Мвт; ● — при расчете стоимости установленного киловатта по данным проектных заданий; × — то же по разработкам ТЭП 1962—1963 гг.; * — экономия расчетных затрат на блок 1000 Мвт при $N_{ст} = 3000$ Мвт.

Дальнейшее улучшение показателей блоков 500 *Мвт* с одновальными турбинами по сравнению с вариантом блоков с двухвальными турбинами возможно при использовании неучтенного здесь турбинного привода питательного насоса, с подключением приводной турбины к отбору главного турбоагрегата параллельно его части низкого давления.

В этом случае уменьшается расход пара через ч. н. д. главной турбины и соответственно снижаются выходные потери. Дости-

руб/квт год

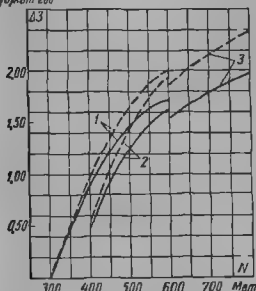


Рис. 3-15. Экономия расчетных затрат в зависимости от единичной мощности блоков для энергосистемы III. Стоимость мощности аварийного резерва 10 руб/квт.

1 — турбоагрегаты одновальные, 2 — турбоагрегаты двухвальные с 6 выхлопами; 3 — то же с 8 выхлопами; — — — $N_{ст} = 2400-2500$ Мвт; — — — $N_{ст} = 3000-3200$ Мвт.

гаемое при этом повышение экономичности, очевидно, более значительно при одновальных турбинах с высокой нагрузкой выходного сечения. Разница в эффективности применения турбинного привода в обоих случаях дает дополнительную экономию порядка 0,06—0,07 руб/квт·год. Таким образом, даже в условиях районов с дорогим топливом блоки 500 *Мвт* с одновальными турбинами в большинстве случаев оказываются равноценными блокам с двухвальными турбинами (той же мощности).

Повышение мощности блоков до 600 *Мвт* с применением двухвальных турбоагрегатов с 6 выхлопами дает сравнительно небольшую экономию расчетных затрат. Лишь при увеличении мощности электростанции до 3000 *Мвт* экономия расчетных затрат по сравнению с затратами

для варианта установки блоков 500 *Мвт* с одновальными турбинами достигает 0,3—0,45 руб/квт·год.

В энергосистеме III, характеризуемой дешевым топливом и низкой стоимостью резервной мощности, при использовании двухвальных турбоагрегатов мощностью 600 *Мвт* и меньше получается перерасход расчетных затрат по сравнению с вариантом блоков с одновальными турбинами этих мощностей.

Эффективность дальнейшего повышения единичных мощностей блоков до 800 *Мвт* в значительной степени зависит от мощности и темпов развития энергосистемы, от масштабов ввода блоков данного типа, а также от стоимости резервной мощности, стоимости топлива и мощности электростанции.

При небольших масштабах ввода (в системе I), даже при большой мощности энергосистемы, мощности электростанции 3000—3200 *Мвт* и дешевом аварийном резерве, повышение мощности блока с двухвальными турбинами от 600 до 800 *Мвт* приводит к экономии затрат лишь 0,06 *руб/квт·год*. При больших масштабах ввода (система II) такое повышение мощности блоков дает некоторый положительный эффект даже при мощности электростанции 2400—2500 *Мвт* и высокой стоимости резерва.

В условиях энергосистемы III (значительный ввод мощных блоков при дешевой резервной мощности) при повышении мощности блока с двухвальными турбинами до 800 *Мвт* получается значительная экономия расчетных затрат — 0,4—0,5 *руб/квт·год*.

На рис. 3-13 и 3-14 приведены также показатели относительной эффективности блоков 500 и 800 *Мвт* (по отношению к блокам 300 *Мвт*), определенные с использованием данных проектных разработок института «Теплоэлектропроект». По этим данным, как указывалось в § 3-2, увеличение единичной мощности блока от 500 *Мвт* (с одновальной турбиной) до 800 *Мвт* (с двухвальной турбиной) не снижает стоимости установленного* киловатта даже в условиях электростанции 3000—3200 *Мвт*. В обоих вариантах единичных мощностей блоков единовременные затраты на электростанцию мощностью 2400—2500 *Мвт*, по данным проектных заданий, составляли 56 *руб/квт*, а на электростанцию 3000—3200 *Мвт*, по данным разработок 1962—1963 гг., — 58 *руб/квт*. Кроме того, здесь учтено, что в последнее время заводы-изготовители указали сниженные удельные расходы тепла для обоих типов турбин: для одновального турбоагрегата 500 *Мвт* — 1815 *ккал/квт·ч*, для двухвальной турбины 800 *Мвт* — 1800 *ккал/квт·ч* (при $t_b = 12^\circ \text{C}$).

Это изменение показателей блоков 500 и 800 *Мвт* приводит к значительному снижению эффективности укрупнения блоков от 500 до 800 *Мвт*.

В 1964 г. ТЭП разработал новые нормативные показатели капиталовложений в электростанции, согласно которым на ближайший период времени удельные затраты для мощных блоков увеличиваются по сравнению с данными рис. 3-1 в среднем на 20—25%; экономия расчетных затрат при увеличении мощности блоков снижается и подтверждает в первом приближении упомянутые выше соотношения, вытекающие из проектных разработок ТЭП.

В этом же году заводы начали проектирование одновальной турбины 800 *Мвт* (с 6 выхлопами).

В общем можно сказать, что для получения существенного экономического эффекта при дальнейшем (выше 500 *Мвт*) укрупнении блоков, требующем применения двухвальных турбин, необходимо соблюдать ряд условий: повышение мощности турбины

до величины, значительно превышающей предельную мощность одновальных турбин (примерно до 1000 *Mвт* и выше); создание электростанций мощностью 3000—4000 *Mвт* (не менее 3—4 блоков на электростанции); быстрое наращивание мощностей блоков данного типоразмера (после отработки головных образцов); создание в энергосистеме дешевого резерва мощности.

Вместе с тем в системах с дорогим топливом дальнейшее увеличение мощности блоков выше 500—600 *Mвт* при тех же параметрах пара не сможет дать заметного экономического эффекта. Поэтому при дальнейшем укрупнении блоков целесообразно ориентироваться на более высокие параметры пара и более совершенные тепловые схемы энергоустановок.

На рис. 3-14 показана (отмечена звездочкой) экономия расчетных затрат при увеличении мощности блока до 1000 *Mвт* для электростанции мощностью 3000 *Mвт*. При этом в схему турбоустановки введен второй промежуточный перегрев. В этом случае экономичность турбоагрегата мощностью 1000 *Mвт* превышает на 2,8% экономичность турбоагрегата мощностью 500 *Mвт* с одновальной турбиной (2% за счет введения второго промперегрева, 0,3% за счет повышения $\eta_{0,1}$ проточной части турбины, 0,5% — от увеличения вакуума и изменения нагрузки выпускного сечения). Стоимость установленного киловатта электростанции оценена по предварительным разработкам компоновки электростанции с блоками такого типа.

При этих условиях возможная экономия расчетных затрат в энергосистеме II при увеличении мощности блока до 1000 *Mвт*, по сравнению с затратами на блоки 500 *Mвт* с одновальными турбинами, составляет 1,2 *руб/квт·год*, т. е. оказывается сопоставимой с экономией, достигаемой при переходе от блоков 300 *Mвт* к блокам 500 *Mвт*.

3-6. Обзор современных тенденций развития турбостроения за рубежом

а) Эффективность повышения единичной мощности турбин

На рис. 3-16 приведен график, заимствованный из американской литературы [Л. 3-15], иллюстрирующий характер изменения удельной стоимости электростанции в зависимости от единичной мощности энергооборудования. Как следует из рис. 3-16, в диапазоне единичных мощностей блоков 200—1000 *Mвт* показатель степени b [см. формулу (3-1)], характеризующий эффективность снижения удельной стоимости станции по мере укрупнения блоков, равен $\sim 0,85$. Этот показатель учитывает не только фактор укрупнения агрегатов, но и повышение начальных параметров, а также известное усложнение тепловых схем, что, как правило, способствует увеличению единичной мощности блоков. Некоторая неопределенность показателя b состоит в том, что, к сожалению,

неизвестно, относится ли он к неизменной или переменной мощности станции (в зависимости от мощности блока).

Показатель b применительно к турбоустановкам единичной мощностью 200—500 Мвт равен $\sim 0,82$ (см. рис. 4-8). Это свиде-

тельствует о том, что интенсивность снижения стоимости турбоустановок при укрупнении агрегатов примерно такая же, как и для электростанций в целом. На рис. 3-17 показана кривая изменения удельных эксплуатационных расходов в зависимости от мощности устанавливаемых блоков.

В английской литературе отмечается, что при увеличении единичной мощности блока вдвое удельная стоимость станции снижается на 15—20%, причем эта зависимость справедлива для широкого диапазона единичных мощностей агрегатов. Влияние мощности турбины на основные технико-экономические показатели английских турбоустановок и электростанций иллюстрируется данными, приведенными в табл. 3-5 и 3-6.

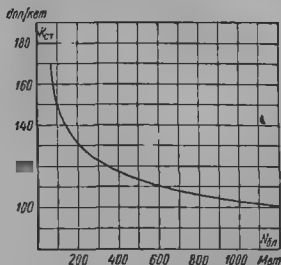


Рис. 3-16. Изменение удельной стоимости электростанции в зависимости от единичной мощности блоков.

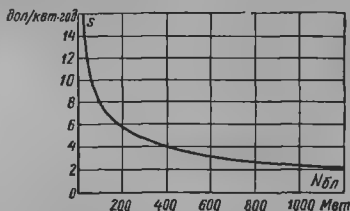


Рис. 3-17. Изменение удельных эксплуатационных расходов по электростанциям в зависимости от единичной мощности блоков.

Помимо положительного эффекта, связанного с укрупнением блоков, учитываются и факторы, противодействующие увеличению единичной мощности агрегатов: а) необходимость увеличения резервной мощности в энергосистеме; б) снижение интенсивности уменьшения удельных капитальных затрат по мере повышения единичных мощностей блоков (если это повышение мощности

достигается путем увеличения числа параллельно работающих элементов основного оборудования станций).

Таблица 3-5

Удельная стоимость английских турбогенераторов на параметры пара 162 атм, 566 566° С

Единичная мощность агрегата, Мвт	Число валов	Число выхлопов в ч. н. д.	Скорость вращения валов, об/мин	Удельная стоимость, ф. ст./квт	Снижение удельной стоимости относительно агрегата 275 Мвт, %
275	1	4	3000	9,1	—
350	1	4	3000	7,1	22
500	1	6	3000	6,5 *	28
550 № 1	2	8	3000/3000	7,3	20
550 № 2	2	4	3000/1500	6,8	25

* По данным фирмы Парсонс.

Таблица 3-6

Технико-экономические показатели английских турбогенераторов [Л. 3-20]

Характеристики оборудования	Мощность блока, Мвт				
	30	60	120	200	550
Начальное давление пара, атм	42	63	105	165	162
Начальная температура пара, °С	455	482	538	555	566
Температура промежуточного перегрева пара, °С	—	—	538	538	566
Число цилиндров турбины	2	3	3	4	8
Число выхлопов в турбине	2	2	2	4	8
Число ступеней подогрева	4	5	6	6	7
Относительный удельный расход тепла, %	100	93	83	79	78
Относительный вес турбины на 1 Мвт, %	100	68	59	55	48
Относительная длина турбины на 1 Мвт, %	100	72	42	29	23
Относительный вес генератора на 1 Мвт, %	100	94	60	40	25
Относительная длина генератора на 1 Мвт, %	100	71	40	25	18
Относительная площадь машинного зала на 1 Мвт (включая подогреватели и т. д.), %	100	65	40	32	29

б) Современные одновальные турбоагрегаты и перспективы их укрупнения

Наибольшая мощность одновального турбоагрегата, находящегося в настоящее время в промышленной эксплуатации, составляет 325 Мвт. Этот агрегат на параметры пара 141 атм,

538/538° С был введен в 1960 г. на станции Хелена в США. Часть низкого давления турбины выполнена четырехпоточной. Длина лопаток последней ступени (при скорости вращения ротора 3600 об/мин) равна 634 мм. Общая длина турбогенератора 38,5 м.

В Западной Европе максимальная мощность одновального агрегата составляет 275 Мвт (станция Блис «Б», Англия). Параметры пара турбоустановки 162 ата, 566/566° С; конечное давление 0,0345 ата. В четырехпоточной ч. н. д. турбины на последней ступени установлены лопатки длиной 914 мм. Длина турбогенератора 42,7 м.

В 1964 г. на электростанции Гудзон (США) намечен ввод одновальной турбоустановки мощностью 400 Мвт на параметры пара 247 ата, 538/552/566° С. На последней ступени будут использованы лопатки длиной 711 мм.

Для станции Кардинал заказаны два блока с одновальными турбинами по 615 Мвт. Параметры пара установки 247 ата, 538/552/566° С. Общая длина турбогенератора 61 м.

Если еще сравнительно недавно в американской литературе отмечалось, что оптимальная мощность четырехпоточного одновального турбоагрегата, который можно осуществить с последними лопатками длиной 737 мм, не превышает 400 Мвт [Л. 3-17], то в настоящее время, согласно разработкам фирмы Вестингауз [Л. 3-18], мощность достаточно экономичных и надежных одновальных установок может быть увеличена до 500—600 Мвт при параметрах пара 170 ата, 538/538° С или 247 ата, 538/538° С и до 700 Мвт при параметрах 247 ата, 538/538/538° С или 247 ата, 538/552/566° С.

На последних ступенях турбин данной конструкции предполагается использование лопаток длиной 725 или 787 мм.

В Англии в эксплуатации находится ряд турбоагрегатов мощностью по 200 и 275 Мвт на параметры пара 162 ата, 566/566° С. В 1963—1964 гг. намечен ввод одновальных установок по 300 и 350 Мвт на аналогичные параметры пара и в 1965—1966 гг. — двух турбин по 375 Мвт на сверхкритические параметры пара: 247 ата, 593/566° С. Все эти агрегаты будут выполнены четырехпоточными.

Ведущие турбостроительные фирмы Англии приступили к производству одновальных турбин по 500 Мвт в основном на параметры 162 ата, 566/566° С (за исключением нескольких агрегатов на 162 ата, 538/538° С) для сооружаемых в стране наиболее крупных электростанций мощностью до 1500—2000 Мвт. Турбины по 500 Мвт будут выполнены шестипоточными с последними лопатками длиной 914—940 мм. Длина турбогенераторов составит приблизительно 49—52 м.

К настоящему времени уже заказано свыше 30 установок по 500 Мвт и предполагается заключение контрактов на поставку еще около 20 турбин.

В английской литературе отмечается, что с точки зрения проектирования собственно турбин вполне возможно создание одновалных агрегатов мощностью до 650—700 *Мвт* (на параметры пара 162 *ата*, 566/566° С). Однако до тех пор, пока не будут разработаны генераторы сборной конструкции, что позволило бы осуществлять их сборку на месте из отдельных элементов, транспортные (весовые) ограничения, а также некоторые другие ограничения в части котла не позволяют повысить в настоящее время мощность блоков свыше 500 *Мвт*.

По мнению фирмы Дженерал Электрик (Англия), возможно создание одновалных турбин мощностью до 750 *Мвт* на докритические параметры пара.

Во Франции уже введено несколько одновалных турбоагрегатов по 250 *Мвт* на параметры пара 140 *ата*, 565/565° С и 165 *ата*, 565/565° С. В ближайшее время намечен широкий ввод аналогичных установок.

Фирмой Рато созданы последние лопатки длиной 900 *мм*, которые, как указывается в литературе, являются результатом почти двадцатилетних исследований. На основе использования этих лопаток фирма разрабатывает одновалные турбины по 400 и 600 *Мвт* соответственно с 4 и 6 выхлопами. Компания Альстом работает в настоящее время над турбиной мощностью 500—600 *Мвт*.

Согласно последним сообщениям, во Франции для станции Поршвилль заказан одновалный агрегат мощностью 600 *Мвт* на 165 *ата*, 565/565° С.

В ФРГ заказан ряд блоков с одновалными турбинами по 250 *Мвт* на параметры пара 250 *ата*, 540/540° С и по 300 *Мвт* на параметры 186 *ата*, 525/525° С. Первые два турбоагрегата по 300 *Мвт* будут изготовлены фирмой АЭГ. Длина этих агрегатов, которые выполняются четырехпоточными, составит 23,2 *м*. Общая длина турбогенератора 40,5 *м*.

На базе разанта данной конструкции установки путем соответствующего увеличения числа выхлопов в ч. н. д. фирма предполагает создание одновалных турбин мощностью до 500—600 *Мвт*.

В настоящее время в ФРГ осваиваются лопатки длиной 900 *мм*. На базе использования этих лопаток разработан проект турбины мощностью 300 *Мвт* с тремя выхлопами. Как указывается в литературе, при увеличении числа выхлопов в ч. н. д. до четырех и шести возможно сооружение одновалных агрегатов соответственно по 400 и 600 *Мвт*.

Швейцарская фирма Броун Бовери изготавливает агрегаты мощностью 150—250 *Мвт*. Выполняя агрегаты четырехпоточными и используя последние лопатки длиной 750 *мм*, фирма предполагает создавать одновалные турбоустановки мощностью до 400—500 *Мвт*.

Другой крупной швейцарской фирмой Эшер Висс конструктивно разработаны шестипоточные одновальные агрегаты мощностью 350 - 500 *Мвт*.

В Японии планируется ввод двух блоков по 375 *Мвт* на 170 *ата*, 566/538° С с четырехпоточными турбинами на 3600 *об/мин*, которые будут изготовлены фирмой Джeneral Электрик (США). Для этих турбин предусматриваются последние лопатки длиной 737 *мм*.

В табл. 3-7 приведены основные характеристики последних ступеней мощных зарубежных турбоустановок.

в) Двухвальные турбоагрегаты

В настоящее время двухвальные турбоагрегаты применяются главным образом в энергетике США. Это прежде всего объясняется более высоким уровнем средней мощности американских блоков (по сравнению с установками в других капиталистических странах) и повышенной в США стандартной частотой тока (60 *гц* против 50 *гц* в европейских странах), что снижает при прочих равных условиях предельную мощность одновальных турбин.

Наибольшее распространение имеют двухвальные турбоагрегаты со скоростью вращения валов соответственно 3600 и 1800 *об/мин*, т. е. агрегаты со вторым тихоходным валом. При такой конструктивной схеме высокоэкономичные ступени на 3600 *об/мин* сочетаются с развитой частью низкого давления, выполненной на 1800 *об/мин*. В результате обеспечивается максимальный внутренний относительный к. п. д. турбины. Мощность генераторов на обоих валах выбирается примерно одинаковой.

Для единичных мощностей до 300—310 *Мвт* турбины данного типа выполняются однопоточными (например, установки по 310 *Мвт* на 170 *ата*, 566/538° С для станции Элемайтос).

Турбины на 3600/1800 *об/мин* с двумя выхлопами пара в ч. н. д. применяются в диапазоне единичных мощностей 300—500 *Мвт*. Крупнейший агрегат такого типа установлен на станции Уидоус Крик. Его максимальная мощность составляет 544 *Мвт* при конечном давлении 0,052 *ата*; начальные параметры пара 170 *ата*, 566/538° С.

Более крупные турбоагрегаты мощностью 530—900 *Мвт* изготавливаются с четырехпоточной ч. н. д. В 1963 г. на станции Парадайз были установлены два турбоагрегата данного типа мощностью по 650 *Мвт* на параметры пара 170 *ата*, 566/538° С.

Интересной особенностью ряда мощных американских турбоустановок (агрегаты для станций Парадайз, Уил Каунти, Таинерс Крик и др.) является возможность кратковременной их перегрузки приблизительно на 10% путем отключения одного верхнего регенеративного отбора пара.

Наиболее крупные из заказных турбоустановок на 3600/1800 *об/мин* — четырехпоточная турбина 900 *Мвт* на

Таблица 3-7

Основные характеристики последних ступеней мощных зарубежных турбин

Государство	Фирма-изготовитель турбин	Скорость вращения ступени, об/мин	Глубина рабочих лопатки l_A , мм	Средний диаметр ступени D_{cp} , мм	Отношение $\frac{D_{cp}}{l_A}$	Площадь выходного сечения ступени, м ²	Окружная скорость на входе лопаток, м/сек	Стадия освоения ступени
США	Дженерал Электрик	3600	504	1535	3,05	2,43	385	Изготавливается
			584	1670	2,86	3,06	425	"
			660	1840	2,77	3,82	471	"
			737	2060*	2,80*	4,76*	528*	"
			762	2160	2,83	5,17	550	Разрабатывается
		1800	965	2925	3,03	8,86	367	Изготавливается
			1092	3350	3,06	11,50	418	"
			1270	3810	3,00	15,35	480	Намечена к изготовлению
			1320	3860	2,93	16,02	488	Разрабатывается
	Вестингауз	3600	584	1670	2,86	3,06	425	Изготавливается
			635	1905	3,00	3,84	478	"
			711	2133	3,00	4,82	538	"
			787	—	—	—	—	Разрабатывается
		1800	1016	3048	3,00	9,60	380	Изготавливается
			1117	3350	3,00	11,75	422	"
			1270	3810	3,00	15,35	480	Намечена к изготовлению
Англия	Аллис-Чалмерс	3600	584 660	— 1820	— 2,75	— 3,76	— 466	Изготавливается "
		1800	1016 1168	— 3370	— 2,88	— 12,32	— 426	Изготавливается "
	Инглиш Электрик	3000	685	2114	3,07	4,54	439	Изготавливается
			914 940	2540 2460	2,78 2,62	7,28 7,28	549 534	" Намечена к изготовлению

* Предположительно.

Государство	Фирма-изготовитель турбин	Скорость вращения ступени, об/мин	Длина рабочей лопатки l_A , мм	Средний диаметр ступени D_{cp} , мм	Отношение $\frac{D_{cp}}{l_A}$	Площадь выходного сечения ступени, $м^2$	Окружная скорость на венце лопаток, м/сек	Стадия освоения ступени
Англия	Дженерал Электрик	3000	685 812 940	2114 2336 —	3,07 3,00 —	4,54 5,95 —	439 495 —	Намечена к изготовлению То же »
	Парсонс	3000 1800	762 952	2286 2856	3,00 3,00	5,46 8,54	477 360	Изготавливается »
	АЭИ	3000	546 750	1905 2110	3,50 2,81	4,90 * 7,45 *	385 449	Изготавливается Намечена к изготовлению
ФРГ	АЭГ	3000	700 800	2100 2200	3,00 2,75	4,65 5,56	440 472	Изготавливается Намечена к изготовлению
	Броун Бовери	3000	600 665	2100 2335	3,50 3,52	4,00 4,81	424 472	Изготавливается Намечена к изготовлению
	Мон	3000	650 750	2200 2200	3,39 2,93	4,52 5,19	448 463	Изготавливается Намечена к изготовлению
	Сименс-Шуккерт	3000	600 750	1920 2150	3,20 2,87	3,62 5,06	396 455	Изготавливается Намечена к изготовлению
Швейцария	Нет сведений	3000	660 750 750	2340 2450 2550	3,54 3,27 3,40	4,54 5,20 5,50	470 502 518	Изготавливается Намечена к изготовлению То же
Франция	Шнейдер-Крезе	3000	710	2100	2,95	4,68	442	Изготавливается
	Рато	3000	700 900	1900 —	2,72 —	4,18 —	408 —	Изготавливается

* «Полуторный» выхлоп (с двухъярусной лопаткой на предпоследней ступени)

247 *ата*, 538/538° С для станции Бал Ран и шестипоточная турбина мощностью 1000 *Мвт* на 170 *ата*, 566/538° С для станции Ревенсвуд. Первая заказана фирме Джeneral Электрнк, вторая — фирме Аллис-Чалмерс.

В последние годы наряду с турбоустановками на 3600/1800 об/мин в США нашли распространение и агрегаты с одинаковой скоростью вращения обоих валов, т. е. агрегаты на 3600/3600 об/мин. Число выхлопов в турбинах такого типа колеблется от 4 до 8.

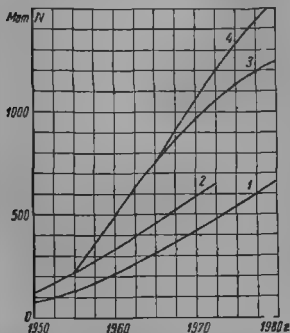


Рис. 3-18. Предполагаемые единичные мощности турбоустановок США по прогнозам фирмы Вестингауз [Л. 3-16].

1 — средняя мощность агрегатов; 2 — одно-
вальные турбоагрегаты; 3 — двухвальные;
4 — трехвальные.

На станции Берген установлены два турбогенератора с четырехпоточной ч. н. д. (по два выхлопа на каждом валу), единичной мощностью по 290 *Мвт*, на параметры пара 170 *ата*, 593/566° С. В этих машинах благодаря надлежащему выбору давления промежуточного перегрева и начального давления пара перед ч. н. д. мощности на обоих валах удается сохранить практически одинаковыми в широком диапазоне нагрузок блока.

Блоки по 320 *Мвт* на станции Мерсер (на параметры 170 *ата*, 593/566° С) и по 450—500 *Мвт* на станциях Брид и Ф. Спорн (на параметры 247 *ата*, 566/566/566° С) изготовлены с 6 выхлопами в ч. н. д. — по 3 выхлопа на каждом валу.

Фирма Вестингауз недавно объявила о возможности создания агрегата мощностью 800 *Мвт* с 8 выхлопами с лопаткой последней ступени длиной 711 мм. Согласно прогнозам американских энергетиков (рис. 3-18), турбоагрегаты мощностью по 1000 *Мвт* потребуются в основном после 1970 г. К 1980 г., вероятно, появятся необходимость в вводе агрегатов по 1250 *Мвт*. По разработкам фирмы Вестингауз, начиная с 1966 г. для блоков мощностью около 800 *Мвт* и выше потребуются трехвальные турбины, единичная мощность которых к 1980 г., возможно, достигнет 1500 *Мвт*. Во всяком случае, уровень единичных мощностей турбогенераторов и тенденция их изменения будут определяться прежде всего экономической эффективностью укрупнения блоков в целом.

В Западной Европе при существующем уровне единичных мощностей блоков двухвальные турбоустановки еще не находят широкого распространения.

В Англии в 1964—1965 гг. должны быть введены в эксплуатацию на станциях Торп Марш два двухвальных турбоагрегата мощностью по 550 *Мвт*. Оба агрегата рассчитаны на параметры пара 162 *ата*, 566/566° С. Первый из них, заказанный фирме Парсонс, выполнен восьмипоточным на 3000/3000 *об/мин* с лопатками последней ступени длиной 762 *мм*. Второй, изготавлиемый фирмой АЭИ, будет четырехпоточным на 3000/1500 *об/мин*.

Фирме Парсонс был заказан турбоагрегат мощностью 500 *Мвт* на 170 *ата*, 566/566° С для станции Кольберт (США). Агрегат, выполненный на 3600/3600 *об/мин*, имеет 8 выхлопов (по 4 выхлопа на каждом валу). Эта же фирма изготавливает двухвальные турбоустановки мощностью по 200 и 300 *Мвт* на 3600/1800 *об/мин* для Канады (соответственно для станций Ричард Хёрн и Лэйк-Вью).

В ФРГ и Франции современный уровень потребных мощностей блоков вполне обеспечивается одновальными турбоагрегатами. Вместе с тем в ФРГ разработана двухвальная турбоустановка мощностью 800 *Мвт* на 300 *ата*, 600/560/560° С ($n = 3000/3000$ *об/мин*).

Швейцарские турбостроительные фирмы поставляют на европейский рынок главным образом одновальные агрегаты. В то же время для США изготовлена двухвальная турбина 500 *Мвт* на 170 *ата*, 566/538° С с восьмипоточной ч. н. д.

В Италии в 1966—1967 гг. должны быть введены в эксплуатацию две двухвальные турбины (изготавливаемые по лицензии фирмы Вестингауз, США) мощностью по 600 *Мвт* на параметры пара 247 *ата*, 538/552/566° С.

ЛИТЕРАТУРА

3-1. Болотов В. В., Гельтман А. Э., Экономическая эффективность укрупнения агрегатов и блоков КЭС, «Теплоэнергетика», 1962, № 2.

3-2. Жилин В. Г., Компоненты тепловых электрических станций, Госэнергоиздат, 1961.

3-3. Методика определения экономической эффективности гидроэлектростанций, Госэнергоиздат, 1961.

3-4. Крачковский Н. Н., О целесообразности и областях применения напряжения 330 *кв*, «Электричество», 1958, № 10.

3-5. Берман Л. Д., Рубинштейн Я. М., Щегляев А. В., К выбору оптимальных размеров сечения выхлопа и числа валов паровых турбин мощностью 300—600 *Мвт*, «Теплоэнергетика», 1960, № 10.

3-6. Гельтман А. Э., Цукерман Р. В., Шляхова Г. В., Будияцкий Д. М., Выбор рационального вакуума для мощных конденсационных турбин, «Электрические станции», 1959, № 3.

3-7. Гельтман А. Э., Цукерман Р. В., Шляхова Г. В., Будияцкий Д. М., К выбору рациональных характеристик ч. н. д. и конденсационных устройств турбин на 240 *ата*, 580° С, «Энергомашиностроение», 1969, № 8.

3-8. Гельтман А. Э., Будияцкий Д. М., Письмо в редакцию, «Теплоэнергетика», 1961, № 8.

3-9. Гельтман А. Э., Будняцкий Д. М., К выбору рациональных единичных мощностей и числа валов крупных конденсационных турбоагрегатов, «Энергомашиностроение», 1961, № 10.

3-10. Гельтман А. Э., Будняцкий Д. М., Радюш В. П., К выбору рациональной предельной мощности одновалвных турбоагрегатов, «Электрические станции», 1963, № 1.

3-11. Стирикович М. А., Матвеев Г. А., Попырин Л. С., Выбор оптимальных единичных мощностей одновалвных и двухвалвных турбин, «Теплоэнергетика», 1959, № 4.

3-12. Стирикович М. А., Матвеев Г. А., Попырин Л. С., Выбор конечного давления и проходных сечений последних ступеней конденсационных паровых турбин большой мощности, «Электрические станции», 1959, № 3.

3-13. Попырин Л. С., О целесообразности выпуска турбин 500 Мвт в одновалвном исполнении, «Электрические станции», 1961, № 1.

3-14. Левин А. В., К выбору единичных мощностей одновалвных паровых турбин, «Теплоэнергетика», 1960, № 2.

3-15. Kirchmayer L. K. and Mellor A. G., Economic choice of generator unit size, Transactions of the ASME, 1958, v. 80, No 5.

3-16. Reese H. R., Advance developments in component design for large steam turbines, Westinghouse Engineer, 1969, v. 19, No 4.

3-17. Miller E. H., Cain B. M., Large steam turbine generators for the 1960's, Paper ASME, No 59-APWR-3, 1959.

3-18. Brown R. O., Down J. E., 700 Mw single-shaft turbine, Electrical World, 1963, v. 160, No 19.

3-19. Bartlett R. L., Steam turbine performance and economics, N.J. Mc Graw-Hill, 1958.

3-20. The South African Mechanical Engineer, 1958, v. 8, No 11.

ГЛАВА ЧЕТВЕРТАЯ

НАЧАЛЬНЫЕ ПАРАМЕТРЫ ПАРА

4-1. Общие соображения и состояние вопроса

Выбор начальных параметров пара является одним из важнейших вопросов развития энергетики и энергомашиностроения. Решение его требует анализа широкого комплекса факторов, охватывающего условия экономической эффективности, технической осуществимости и эксплуатационной надежности.

Эти факторы должны рассматриваться исходя из определенного, достигнутого в данный период времени технического уровня развития металлургии, энергомашиностроения и масштабон развития энергетического хозяйства в целом, с учетом реальных возможностей дальнейшего прогресса в этих областях. Поэтому очевидно, что вопрос о начальных параметрах пара не имеет однозначного решения и рекомендации в этой области могут быть справедливыми лишь применительно к определенному, конкретному этапу развития энергомашиностроения и энергетики.

В наших условиях, при серийном изготовлении оборудования, процесс повышения параметров пара должен быть скачкообразным, с тем чтобы обеспечить экономически целесообразные размеры

серии изготавливаемого оборудования на каждую ступень начальных параметров пара. Чем крупнее скачок при переходе к следующей ступени параметров пара, тем более длительным оказывается необходимый срок для ее реального анедрения. При этом растут потери, связанные с перерасходом топлива вследствие задержки ввода высоких параметров пара. С другой стороны, при уменьшении разрыва между смежными ступенями увеличивается количество необходимых типоразмеров оборудования и поэтому растут потери, связанные с проектированием и освоением производства и эксплуатации нового оборудования. Поэтому выбор величины скачка при переходе к каждой новой ступени параметров пара должен являться в общем случае предметом технико-экономического расчета.

При выборе рациональной ступени параметров пара весьма важно учитывать все три отмеченных выше фактора: техническую осуществимость, эксплуатационную надежность (включая возможный срок освоения) и экономическую эффективность. На каждый данный период практически легче всего определить предельные технически осуществимые параметры пара, что обычно делается исходя из прочностных характеристик располагаемых жаропрочных сталей.

Если эти соображения положить а основу выбора параметров пара, без учета экономических и эксплуатационных факторов, то в большинстве случаев получаются завышенные значения этих параметров. Оценка эксплуатационной надежности и экономической эффективности представляет большие трудности и связана с глубоким изучением свойств располагаемых материалов в реальных условиях их длительной эксплуатации, с изучением рабочего процесса оборудования, оценкой работоспособности новых конструктивных узлов и определением стоимостных показателей основного оборудования.

Для получения исчерпывающей информации по этим вопросам в общем случае необходимы конструктивная разработка и сооружение одного или нескольких опытных блоков на новые параметры пара.

Проектирование, сооружение, монтаж, наладка и опытная эксплуатация опытного блока требуют сравнительно длительного времени — 4—5 лет. Поэтому необходимо опытные блоки сооружать заблаговременно, а параметры пара для них выбирать с достаточным опережением, с тем чтобы накопленный эксплуатационный опыт не утратил своего значения ко времени решения вопроса о параметрах для серийного оборудования.

Таким образом, при выборе параметров для опытных, пионерных блоков нужны более смелые решения, учитывающие вероятный прогресс, с большим техническим риском.

При сооружении этих блоков целесообразно предусматривать практическую апробацию возможно более широкого ряда техни-

ческих решений (различные конструкции и марки сталей). Для получения наиболее ценных результатов весьма важно также уже при сооружении опытного блока предвидеть основные задачи и трудности, связанные с созданием в дальнейшем серийного оборудования, в частности с применением больших единичных мощностей (например, большие диаметры и толщины стенок паропроводов), выбором исследуемых марок сталей, режимами работы конструктивных элементов, а также с взаимным влиянием технологически связанного оборудования.

Своевременное сооружение прогрессивных, тщательно продуманных опытно-промышленных блоков, непременно охватывающих все основные элементы оборудования, является одним из важнейших условий для успешного систематического повышения параметров пара и всестороннего совершенствования серийного оборудования.

Однако подход к выбору параметров пара для пилонных, опытных блоков существенно отличается от решения той же задачи для серийного оборудования.

В дальнейшем рассматриваются вопросы выбора параметров пара для серийных конденсационных блоков большой мощности.

В течение послевоенного периода вопрос о выборе перспективных ступеней параметров пара для отечественной энергетики неоднократно обсуждался в технической литературе. Первая дискуссия по этому вопросу состоялась в 1947—1948 гг. Обсуждались две ступени начальных параметров пара (здесь и ниже параметры пара относятся к состоянию его перед турбиной): 170 *атм*, 550°С с промежуточным перегревом (предложенная чл.-корр. АН СССР М. А. Стырковичем, Московское отделение ЦКТИ) и 250 *атм*, 550°С (Всесоюзный теплотехнический институт имени Ф. Э. Дзержинского).

Первая ступень была реализована на нескольких агрегатах мощностью 150 *Мвт* на Черепетской ГРЭС, а вторая — на включенной установке мощностью 50 *Мвт* на Челябинской ТЭЦ (со снижением начального давления до 200 *атм*). При реализации обеих ступеней начальных параметров пара в то время приходилось ориентироваться на сравнительно широкое применение аустенитных сталей (не только в выходных пакетах пароперегревателя, но и в паропроводах острого пара и в части высокого давления турбины).

Опыт эксплуатации оборудования на Черепетской ГРЭС выявил ряд трудностей, связанных с использованием аустенитных сталей (в особенности при больших толщинах стенки). Кроме того, при применении этих сталей значительно увеличилась стоимость оборудования.

Прогресс, достигнутый в дальнейшем в области создания жаропрочных сталей перлитного класса, создал благоприятные воз-

мощности для повышения параметров пара с использованием в основном перлитных сталей.

Указанные причины заставили в 1954—1955 гг. вновь вернуться к вопросу о выборе рациональной ступени параметров пара для серийного оборудования применительно к уровню единичных мощностей 100—200 *Мвт*.

М. А. Стыркович (Московское отделение ЦКТИ) предложил в качестве перспективной ступени параметров пара 170 *ата*, 550—600°С с промежуточным перегревом [Л. 4-1]. Целесообразность повышения температуры до 600°С оговаривалась возможностью использования главным образом перлитных сталей. На основе этого предположения были показаны технико-экономические преимущества этой ступени параметров по сравнению с 250 *ата*, 550°С.

Всесоюзный теплотехнический институт имени Ф. Э. Дзержинского выдвинул в этот период параметры 200 *ата*, 600°С и представил (совместно с другими организациями) материалы о профиле и возможных конструкциях котлоагрегата к блоку мощностью 200 *Мвт* на эти параметры пара, с двойным повторным перегревом посредством промежуточного теплоносителя. Это предложение, однако, не подкреплялось технико-экономическим анализом и сопоставлением с другими вариантами.

В этот же период Центральный котлотурбинный институт имени И. И. Ползунова предлагал [Л. 4-2] на ближайшее время ориентироваться на предельные параметры, допускающие применение в основном сталей перлитного класса (как более дешевых и освоенных), с использованием аустенитных сталей лишь в выходных пакетах пароперегревателя. Исходя из этих соображений, для диапазона мощностей 100—200 *Мвт* могли быть приняты параметры пара порядка 130—140 *ата*, 565°С с промежуточным перегревом. Эти параметры обосновывались рядом выполненных в ЦКТИ разработок и нашли поддержку со стороны ведущих энергомашиностроительных заводов.

Работники ВТИ настаивали на непосредственном переходе от параметров 90 *ата*, 500°С к сверхкритическому давлению и температуре 600°С с промежуточным перегревом. Обоснование параметров 250 *ата*, 600°С было дано, в частности, в статье канд. техн. наук К. А. Ракова [Л. 4-3]. Однако в этой работе, как и в статье М. А. Стырковича, не рассматривалось существенное усложнение и удорожание оборудования и паропроводов при переходе от перлитных сталей к аустенитным.

В 1955 г. докт. техн. наук А. С. Горшков, основываясь на данных эксплуатации опытного котла ВТИ на 300 *ата*, 600°С, предложил возможно скорее создать опытно-промышленную станцию на 300 *ата*, 650°С с целью дальнейшего широкого внедрения этих параметров пара в отечественную энергетику [Л. 4-4].

Предложенная А. С. Горшковым ступень параметров пара, совпадающих с параметрами, принятыми для опытного блока на станции Эддистон (США), обосновывалась соображениями технической осуществимости, наличием определенного эксплуатационного опыта и экономией топлива.

Чл.-корр. АН СССР Л. А. Шубенко-Шубин (Харьковский турбинный завод) выдвинул тезис [Л. 4-5] о целесообразности развития энергомашиностроения по двум направлениям: а) повышение начальной температуры и давления пара до величин, допускающих применение сталей перлитного класса; б) переход на параметры, требующие широкого использования аустенитных сталей.

В качестве первой ступени, не требующей длительного освоения, предлагались параметры пара 130 *ата*, 535° С, для второй ступени, связанной с широким применением аустенитных сталей, — параметры 250—300 *ата*, 580—600° С, а в дальнейшем для опытно-промышленных установок 620—650° С.

В итоге дискуссии [Л. 4-6] было решено для массового строительства конденсационных станций на ближайшие годы применять параметры пара 130—140 *ата*, 535—565° С (с промежуточным перегревом до температуры, близкой к начальной), так как они позволяют использовать в основном стали перлитного класса.

Вместе с тем было признано целесообразным сооружение нескольких электростанций на параметры пара 170—200 *ата*, 580/540° С с применением аустенитных сталей, а также развитие исследовательской работы, необходимой для создания опытно-промышленных установок на параметры пара 250—350 *ата*, 650° С с двойным промежуточным перегревом.

Как известно, параметры пара 130 *ата*, 565/565° С в настоящее время внедряются в широких масштабах для блоков мощностью 150 и 200 *Мвт*. В качестве второй ступени параметров пара первоначально были выбраны 200 *ата*, 600/565° С. Однако уже первые конструктивные разработки турбоагрегата на эти параметры показали целесообразность снижения температуры пара до 580° С, что позволяло и в этом случае использовать в турбине и паропроводах стали перлитного класса. Давление пара было выбрано 240 *ата* как предельное, обеспечивающее возможность изготовления паропроводов острого пара из катаных труб из стали перлитного класса (толщина стенки 45—50 *мм*). Таким образом, определилась ступень параметров 240 *ата* 580/565° С.

В результате разработок ряда новых типоразмеров турбоагрегатов повышенной мощности стало возможным применить эту ступень параметров пара для блоков мощностью 300 *Мвт* и предусматривать ее использование для блоков 500 и 800 *Мвт*.

В дальнейшем (1963 г.) в связи с уточнением реальных характеристик перлитных сталей было решено временно ограничить начальную температуру пара величиной 560° С. Как известно, в 1963 г. пущены в эксплуатацию первые два блока мощностью

по 300 *Мвт* на 240 *ата*, 560/565° С, а в 1965 г. должны быть пущены первые блоки мощностью 500 и 800 *Мвт* на те же параметры пара.

Существенные различия условий топливоснабжения разных районов Советского Союза, а следовательно, и широкий диапазон изменения стоимостей топлива заставляют придавать большое значение выбору дифференцированных технических решений в области параметров пара и других характеристик оборудования в зависимости от местных условий. Этот вопрос был поставлен ЦКТИ еще в 1956 г. [Л. 4-7]. Дальнейшее развитие он получил в 1957 г. в работах М. А. Стыриковича [Л. 4-8] и ЦКТИ [Л. 4-9], где предлагалось расширить диапазон единичных мощностей блоков на докритическом давлении пара до 300 *Мвт* и выше, имея в виду использование этих блоков в условиях районов с низкой стоимостью топлива, а также при переменном графике нагрузки.

Аналогичным образом ставился этот вопрос и на объединенном Пленуме секций котельных установок и паровых и газовых турбин Центрального правления НТОЭП, состоявшемся в июне 1958 г. и посвященном дискуссии об оптимальных параметрах пара и характеристиках теплоэнергетического оборудования [Л. 4-10, 4-11]. В докладе Ленинградского отделения института «Теплоэлектропроект» [Л. 4-12] было показано, что переход от параметров пара 130 *ата*, 565/565° С к 240 *ата*, 580/565° С оправдывается лишь при стоимости топлива 4,5 *руб/т* у. т. (в предположении срока окупаемости 10 лет). Переход же от 240 *ата*, 580/565° С к параметрам 300 *ата*, 650° С с двойным промежуточным перегревом до 565° С целесообразен лишь при стоимости топлива свыше 14 *руб/т* у. т., что превышает средние перспективные стоимости топлива.

Аналогичные результаты в пользу применения докритического давления пара при дешевом топливе были получены в том же году и в других работах [Л. 4-13] и подтверждены дальнейшими исследованиями Энергетического института Сибирского отделения Академии наук СССР [Л. 4-14].

В соответствии с этим было принято решение о конструктивной разработке в 1963 г. основного оборудования к блокам 500 *Мвт* не только на сверхкритическое, но также и на докритическое давление пара.

Сопоставляя приведенный краткий обзор предложенных исследований в области выбора начальных параметров пара с практикой их внедрения за послевоенный период, можно сделать следующие выводы.

1. Из намеченных в 50-х годах двух направлений развития в области параметров пара для серийного оборудования практическое применение в настоящее время и на ближайший период находит направление, основанное на использовании главным

образом сталей перлитного класса. Аналогичное положение наблюдается также и в зарубежной технике.

2. Развитие энергомашиностроения за последние пятнадцать лет показывает, что практически была внедрена крупными сериями за это время лишь такая ступень параметров пара (130 *ата*, 565/565° С), которая базировалась на использовании достаточно исследованных и освоенных марок сталей и имела технико-экономическое обоснование.

3. Внедрение сверхкритических давлений пара могло бы быть значительно ускорено своевременным созданием и исследованием комплектных опытно-промышленных блоков на параметры пара, представляющие интерес для применения в широких масштабах.

4. Отсюда вытекает также необходимость достаточного опережения разработки и исследования жаропрочных сталей (включая как турбинные, так и котельные стали и стали для паропроводов) по сравнению с потребностями энергомашиностроения.

Перспективы дальнейшего прогресса в области начальных параметров пара пока изучены лишь в малой степени. Высказываются предположения, что следующей после 240 *ата*, 560—580° С ступенью параметров пара будет ступень, требующая широкого применения аустенитных сталей. Называются такие ступени параметров: 300 *ата*, 650° С с двойным промежуточным перегревом до 565° С; 400—500 *ата*, 700° С с тремя промежуточными перегревами до 650° С [Л. 4-15]; 400—500 *ата*, 500—700° С с двойным промежуточным перегревом [Л. 4-16].

Ряд расчетов (как это упоминалось выше) показал экономическую нерентабельность параметров пара 300 *ата*, 650/565/565° С при обычных стоимостях топлива. По этой причине в настоящее время предлагается ограничиться созданием на эти параметры пара опытно-промышленной установки с предвключенной турбинной мощностью 100 *Мвт*. Вопрос о дальнейших перспективах применения этой ступени параметров пара предполагается решить на основе опыта освоения первой установки. Для оценки перспективности других, более высоких, ступеней в настоящее время нет необходимых данных. Часто считают, что применение этих параметров будет базироваться на использовании новых, еще неизвестных марок сталей.

Общей особенностью перечисленных работ по выбору рациональных ступеней начальных параметров пара является определение и сопоставление условий экономической эффективности нескольких ранее выбранных ступеней параметров пара (130 *ата*, 565/565° С; 240 *ата*, 580/565° С и 300 *ата*, 650/565/565° С). Таким образом, очевидно, не могли быть определены оптимальные для различных условий параметры пара, например промежуточные (в данном диапазоне) значения давления и температуры пара, а также другие их сочетания.

Это обстоятельство заставляет вернуться в данной книге к вопросу определения оптимальных параметров пара применительно к различным условиям на ближайший период времени, а также на перспективу.

4-2. Условия исследования

Основой приведенных далее разработок в области выбора начальных параметров пара является определение тепловой и технико-экономической эффективности большого количества исследуемых ступеней параметров пара с выявлением раздельного влияния как давления, так и температуры пара на показатели энергоустановки.

Исследование вопроса о перспективных начальных параметрах пара должно базироваться на характеристиках располагаемых марок сталей. Поэтому прочностные свойства сталей должны быть достаточно хорошо изучены, а стоимостные показатели должны допускать хотя бы приближенную оценку. Можно сказать, что перспективные параметры пара в значительной степени являются функцией прочностных, технологических и стоимостных характеристик используемых в течение данного периода материалов. По этой причине рассматриваемое исследование рациональных параметров пара основывается на данных уже освоенных или, по меньшей мере, достаточно хорошо изученных марок стали.

Несомненно, что в случае разработки и освоения новых жаропрочных сталей, с более благоприятными прочностными, технологическими и экономическими характеристиками рекомендуемые для различных условий начальные параметры пара могут измениться. Однако до получения надежных данных об этих характеристиках исследование вопроса представляется беспредметным.

Влияние параметров пара на эксплуатационную надежность энергоустановок нельзя учесть в общем виде, его можно оценить дополнительно, в зависимости от уровня знаний о свойствах материалов и рабочих процессах оборудования при различных параметрах пара.

При определении сравнительной экономической эффективности различных ступеней начальных параметров пара выявлено их влияние на удельный расход тепла, расход энергии на собственные нужды и стоимостные показатели основных элементов оборудования. Во всех случаях обращалось внимание на то, чтобы показатели сопоставляемых вариантов были определены при оптимальных для каждого варианта условиях.

Удельный расход тепла определялся с учетом влияния параметров пара на экономичность реального цикла паросиловой установки (включая влияние на относительные внутренние к. п. д. турбоагрегата заданной мощности и экономичность тепловых схем). При этом для каждой ступени параметров находились опти-

мальные пределы регенеративного подогрева питательной воды, оптимальные давления промежуточного перегрева, а также наивыгоднейшие значения вакуума в конденсаторе с учетом реальных ограничений размеров части низкого давления турбины.

Расчеты проведены применительно к единичным мощностям 500 и 1000 *Мвт*, причем в первом случае предполагалась одновальная турбина с 4 выхлопами, а во втором случае — двухвальная турбина с 8 выхлопами при длине лопатки последней ступени 960 *мм*. Ввиду незначительного влияния единичной мощности в указанном диапазоне ее изменения, в дальнейшем рассматривается лишь мощность 1000 *Мвт*.

Большое значение имеет правильный выбор пределов регенеративного подогрева питательной воды, сильно влияющий на эффективность повышения начального давления пара. Обычно для перспективных параметров пара используется экстраполяция оптимальных значений, полученных для диапазона более умеренных параметров (например, степень развития регенерации порядка 60—70% от предельно возможной). Как показано в главе шестой, подобные методы выбора оптимальной температуры питательной воды приводят к существенным ошибкам.

При оценке влияния параметров пара на стоимостные показатели оборудования учитывались следующие элементы: котельный агрегат, паропроводы острого пара и промежуточного перегрева, турбина, регенеративные подогреватели, конденсационное устройство с системой технического водоснабжения, топливное хозяйство, в некоторых случаях также аппаратура водоподготовки. Изменение параметров пара особенно резко сказывается на изменении затрат на котельный агрегат (главным образом на пароперегреватели) и главные паропроводы. Поэтому применительно к этим элементам для каждой ступени параметров пара выявлялись оптимальные технические решения. Так, в пароперегревателе в каждом случае определялись оптимальные марки стали, диаметры труб, скорости пара, последовательность обтекания газами различных пакетов; в паропроводах варьировались марки стали, скорости пара и число ниток.

Влияние начальных параметров пара на характеристики этих элементов оборудования детально рассматривается в дальнейшем. Их влияние на стоимостные показатели турбины и прочего оборудования электростанции сказывается менее существенно и учитывалось ориентировочно на основании сопоставления отечественных и зарубежных данных [Л. 4-43; 4-44]. Принято, что стоимость турбины мощностью 1000 *Мвт* в зависимости от параметров пара изменяется следующим образом (по сравнению с вариантом 165 *атм*, 535/535° *С*):

а) повышение начального давления на каждые 75 *атм* приводит к увеличению стоимости на 1,5%;

б) повышение начальной температуры пара на каждые 10°C в пределах $535\text{—}580^{\circ}\text{C}$ и $600\text{—}640^{\circ}\text{C}$ вызывает увеличение стоимости на $1,0\%$; при повышении начальной температуры от 580 до 600°C в связи с необходимостью применения дорогостоящих аустенитных сталей стоимость увеличивается на $9,0\%$;

в) повышение температуры промперегрева до 565°C увеличивает стоимость на $2,5\%$;

г) введение второго промперегрева до 565°C вызывает увеличение стоимости на $8,0\%$.

В качестве исходной величины была принята стоимость турбины на 240 атм , $580/565^{\circ}\text{C}$, единичной мощностью 500 Мвт , равная $2,34\text{ руб/квт}$ (согласно проектным данным).

Изменение удельных затрат на конденсационное устройство турбины в зависимости от начальных параметров пара определено с учетом изменения расхода тепла в конденсатор, причем в каждом случае выбирались оптимальные значения расхода охлаждающей воды и поверхности конденсатора.

Затраты на регенеративные подогреватели высокого давления определялись специальными расчетами по методике, приведенной

Затраты на питательный турбонасос были приняты на основании отечественных и зарубежных данных (для варианта 240 атм , $580/565^{\circ}\text{C}$ — 20 руб на киловатт мощности турбонасоса) и пересчитывались при изменении параметров пара пропорционально мощности турбонасоса в степени $0,7$. Аналогично учитывались и затраты на увеличение тепловой мощности блока в связи с изменением расхода пара на турбонасос.

Изменение затрат на топливоподачу и систему пылеприготовления в зависимости от расхода топлива при различных параметрах пара учтено на основании смет института «Теплоэлектропроект». Эти затраты изменялись пропорционально расходу топлива в степени $0,7$.

4-3. Влияние начальных параметров пара на тепловую экономичность турбоустановок

Для определения влияния начальных параметров пара на тепловую экономичность турбоустановок были выполнены детальные расчеты тепловых схем ряда вариантов агрегатов на давление $130\text{—}500\text{ атм}$ и температуру $535\text{—}700^{\circ}\text{C}$.

Все тепловые расчеты проделаны применительно к двухвальной турбоустановке мощностью 1000 Мвт с восьмиступенчатой конструкцией ч. н. д. Длина лопаток последней ступени 960 мм , что соответствует площади выходного сечения турбины $60,0\text{ м}^2$.

Основные параметры тепловых схем, в частности температура регенеративного подогрева питательной воды, давление промежуточного перегрева пара, приняты оптимальными для каждого

варианта турбоустановок. Внутренние относительные к. п. д. отдельных цилиндров турбин определены в зависимости от расчетных начальных и конечных параметров пара на основе исследований американской фирмы Джeneral Электрик [Л. 4-34].

Исходные данные и результаты расчетов теплового баланса турбоустановок сведены в табл. П-4 и отражены на рис. 4-1 применительно к условиям использования как электрического, так

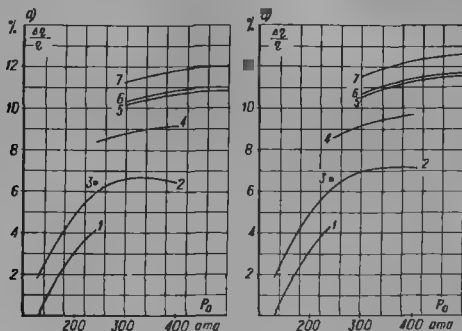


Рис. 4-1. Влияние начальных параметров пара на изменение удельного расхода тепла (нетто) по турбоустановке: а — с электроприводом питательного насоса; б — с турбинным приводом питательного насоса.

1 — 535/535° C; 2 — 565/565° C; 3 — 580/565° C; 4 — 565/565/565° C; 5 — 650/565/565° C; 6 — 700/600° C; 7 — 700/565/565° C.

Примечание. Удельный расход тепла (нетто) по турбоустановке на 130 атм, 635/535° C с электроприводом питательного насоса — 2006 ккал/квт·ч, с турбоприводом питательного насоса — 2002 ккал/квт·ч.

и турбинного привода питательного насоса. Как следует из графиков рис. 4-1, применение турбопривода питательного насоса вместо электропривода с регулируемой скоростью вращения дает выигрыш в экономичности 0,3—0,6% в диапазоне изменения начального давления пара от 170 до 400—500 атм.

С целью сопоставления полученных результатов, определяющих тепловую эффективность повышения начальных параметров пара, с соответствующими данными из практики зарубежного паротурбостроения, на рис. 4-2 показаны скорректированные результирующие кривые для схемы турбоустановок с электроприводом питательного насоса. Кривые построены с учетом приведения выходной потери в турбине к некоторой единой для всех расчетных вариантов величине. Из рис. 4-2 видно, что полученные результаты в основном совпадают с аналогичными американскими данными.

Вспомогательный график, учитывающий влияние начальных параметров на экономичность установки в связи с изменением выходной потери в турбине (в условиях заданной площади выходного сечения агрегата), показан на рис. 4-3. Совокупность показателей, приведенных на рис. 4-2 и 4-3, позволяет получить данные, представленные на рис. 4-1, а.

В качестве окончательных показателей, определяющих эффективность повышения начальных параметров пара, в дальнейшем

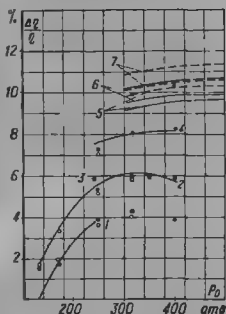


Рис. 4-2 Сопоставление результатов расчетов тепловых схем турбоустановок (с электроприводом питательного насоса) с аналогичными данными из практики паротурбостроения США

1 — 535/535° С, 2 — 565/565° С, 3 — 580/565° С;
4 — 565/565/565° С; 5 — 650/565/565° С;
6 — 700/600° С, 7 — 700/565/565° С;

— — — — — кривые 5, 6 и 7 при условии применения в ч. в. д. одновентильной регулирующей ступени; ○ — расчетные данные фирмы Джeneral Электрик [Л. 4-36].
● — то же фирмы Вестингауз [Л. 4-37].

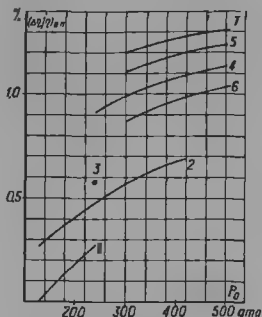


Рис. 4-3. Влияние изменения выходной потери в турбине (вследствие повышения начальных параметров пара) на тепловую экономичность турбоустановки.

1 — 535/535° С, 2 — 565/565° С, 3 — 580/565° С;
4 — 565/565/565° С; 5 — 650/565/565° С;
6 — 700/600° С, 7 — 700/565/565° С.

использования турбинного привода питательного насоса. Из этих зависимостей, в частности, следует:

1. При изменении начальных параметров пара от 130 *атм*, 565/565° С до 170 *атм*, 565/565° С тепловая экономичность турбоустановки (нетто) возрастает примерно на 2,2%, а при переходе от 170 *атм*, 565/565° С к 240 *атм*, 580/565° С — еще на 2,8%.

2. Выигрыш в экономичности турбоустановки (нетто), связанный с осуществлением второго промежуточного перегрева пара, составляет в диапазоне начальных давлений 240—400 *атм* приблизительно 2,0—2,3%.

3. Дальнейшее повышение начальных параметров пара от 240 *ата*, 580/565° С до 350—400 *ата*, 565/565/565° С может дать дополнительный выигрыш по теплу около 3,1—3,4%, а изменение параметров от 240 *ата*, 580/565° С до 400—500 *ата*, 650/565/565° С — приблизительно 5,0—5,4%.

4-4. Влияние начальных параметров пара на конструкцию турбоагрегата

С повышением начальных параметров пара и, в особенности, при переходе к сверхкритическим давлениям и сверхвысоким начальным температурам пара, порядка 600° С и выше (что требует изготовления отдельных узлов турбины и других элементов блока из аустенитных сталей), существенно изменяется конструкция турбоагрегата. В первую очередь это касается цилиндра высокого давления. Влияние сверхвысоких параметров пара на конструкцию турбоагрегата в известной степени обусловлено рядом характерных недостатков аустенитной стали. Как известно, аустенитные стали имеют более низкую теплопроводность и повышенный коэффициент линейного расширения по сравнению со сталями перлитного класса. Вместе с тем при изготовлении деталей и узлов из аустенитной стали возникает ряд дополнительных трудностей, связанных с механической их обработкой. Все это осложняет конструирование турбины на высокую начальную температуру пара и ухудшает маневренные качества агрегатов.

Если еще несколько лет назад считалось, что предельной для применения перлитных сталей в турбине является температура 565° С, то в настоящее время уже созданы турбоустановки исключительно из перлитных сталей на начальную температуру 580—593° С.

Предполагается, что в ближайшие годы предельная для перлитных сталей температура будет повышена приблизительно до 620° С [Л. 4-17].

В настоящее время за рубежом в эксплуатации или в стадии завершения строительства находятся 26 установок, рассчитанных на начальную температуру 593° С и выше. Из них 15 установок конденсационного типа и 11 — с противодавлением [Л. 4-38]. Большинство этих установок, в частности их конструктивные особенности и первый опыт эксплуатации оборудования, уже детально освещены в технической литературе [Л. 4-17; 4-39—4-41]. Поэтому здесь не описываются конкретные типы турбоагрегатов с их индивидуальными характеристиками. Главное внимание уделяется тем общим конструктивным особенностям, которые в большей или меньшей степени характерны для турбоустановок на высокие и сверхвысокие параметры пара. Важнейшими из них являются следующие.

Двухстенная конструкция цилиндра высокого давления (и в некоторых случаях цилиндра среднего давления). При этом внутренний цилиндр, который при начальных температурах выше 593°C до настоящего времени изготавливается из аустенитной стали, снаружи омывается частично отработавшим паром, имеющим давление, близкое к максимальному. Поскольку этот цилиндр испытывает малые напряжения и подвержен главным образом лишь действию высоких температур, он может быть выполнен тонкостенным. Вместе с тем наружный цилиндр, воспринимающий в основном нагрузку давления, изготавливается из перлитной стали.

В ряде случаев (например, в турбоустановке № 6 станции Файло, США) между наружным и внутренним цилиндрами предусматривается тонкостенный аустенитный экран для защиты внешнего корпуса от тепловой радиации. В общем двухстенная конструкция цилиндра высокого давления (ц. в. д.) позволяет существенно снизить расход дорогостоящих аустенитных сталей на турбину и обеспечить сравнительно небольшие температурные градиенты (и, следовательно, деформации) в ц. в. д. при пуске и нагружении турбины.

Примером конструктивного выполнения турбины на сверхкритические параметры пара может служить установка типа Р-100-300 ХТГЗ, рассчитанная на параметры 300 атм , $650/565^{\circ}\text{C}$ [Л. 4-18]. Продольный разрез одного из вариантов этой турбины с ограниченным применением аустенитных сталей показан на рис. 4-4.

Для охлаждения внутреннего корпуса цилиндра сверхвысокого давления (ц. с. в. д.) в этой турбине используется примерно 20% пара, отработавшего в ц. с. в. д. При этом статор и ротор охлаждаются двумя раздельными потоками пара. Согласно проведенным исследованиям и расчетам, температура стенок корпуса статора и тела ротора нигде не превышает $540-550^{\circ}\text{C}$, что позволило эти массивные элементы изготовить из перлитных сталей. Как показывает опыт проектирования турбины Р-100-300, вес и размеры деталей из аустенитных сталей настолько малы, что почти не влияют на стоимость и маневренные качества турбоагрегата [Л. 4-18].

На рис. 4-5 показан продольный разрез ц. с. в. д. и ц. в. д. турбоустановки № 1 электростанции Эддистон (США) мощностью 325 Мвт , на параметры пара 350 атм , $650/566/566^{\circ}\text{C}$.

Следует отметить, что двухстенная конструкция ц. в. д. характерна и для турбин, в которых не предусматривается применение аустенитных сталей, в частности для турбин на температуру пара $565-580^{\circ}\text{C}$. В качестве примера таких установок могут служить отечественные турбины типа К-300-240 на параметры пара 240 атм , $580/565^{\circ}\text{C}$ (рис. 4-6).

Осевая симметрия в поперечном разрезе цилиндра высокого давления и системы подвода пара. Для обеспечения симметрии

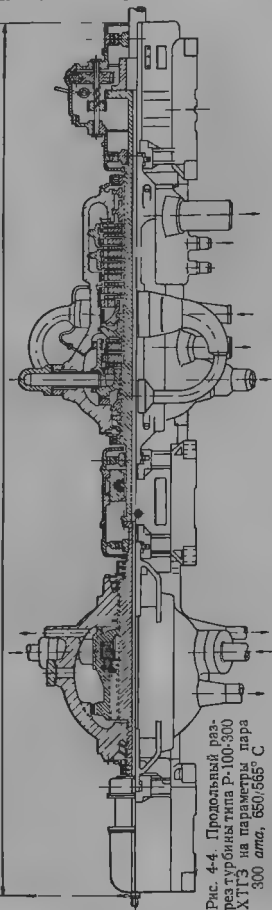


Рис. 4-4. Продольный разрез турбины типа Р-100-300 ХТГЗ на параметры пара 300 атм, 650/565°С

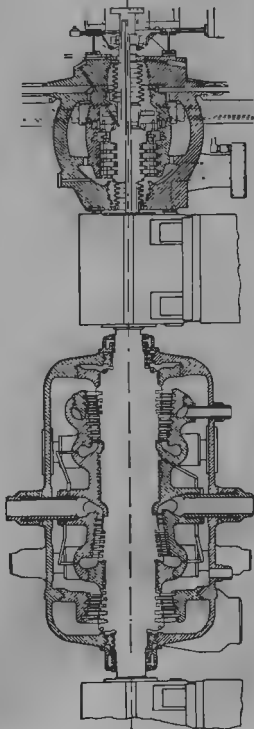


Рис. 4-5. Продольный разрез турбины блока № 1 электростанции Эдгистон (вал на 3600 об/мин) мощностью 325 Мвт, на параметры пара 350 атм, 650/566/566°С (фирма Вестингауз, США)

ц. в. д. имеет, как правило, форму, близкую к сферической (см. рис. 4-4 и 4-5), а пар к соплам первой ступени подводится в нескольких точках, симметрично расположенных по дуге окружности ступени. Такая схема обеспечивает равномерный прогрев и равномерное расширение элементов паровпуска и уменьшает температурные деформации в этих узлах. В турбине К-300-240 ХТГЗ верхняя и нижняя половинки внутреннего корпуса ц. в. д. совершенно одинаковые и изготавливаются по одному чертежу [Л. 4-19].

Выносные (в отдельных случаях) клапанные коробки, которые соединяются с ц. в. д. при помощи трубопроводов. Такая схема принята в отечественных турбинах типа К-300-240 и в агрегатах, изготавливаемых фирмами Броуи Бовери, Аллис-Чалмерс и некоторыми другими турбостроительными предприятиями. Она реализована, в частности, в турбоустановке Файло № 6 производства фирмы Джeneral Электрик. Хотя такая схема и упрощает конструкцию ц. в. д., она вносит некоторые дополнительные осложнения, связанные с необходимостью обеспечения самокомпенсации температурных деформаций паропроводов, соединяющих клапанные коробки с корпусом турбины.

Применение (в отдельных случаях) «горшкообразной» конструкции ц. в. д. Появ-

Рис 4-6 Продольный разрез турбины типа К-300-240 ЛМЗ на параметры пара 240 атм, 560 563° С.

ление такой конструкции обусловлено стремлением уменьшить массу фланцев данного цилиндра и вовсе освободиться от болтов и шпилек. Характерной особенностью «горшкообразной» конструкции является отсутствие горизонтального разъема в наружном массивном цилиндре, что исключает все проблемы, связанные с прогревом фланцев при пуске, обеспечением их плотности и т. п. В корпусе, изготовляемом обычно из перлитных сталей, предусматривается лишь вертикальный разъем. Впервые



Рис 4-7 Цилиндр высокого давления турбины мощностью 80 Мвт, на 180 атм, 600/520° С электростанции Нейгоф (фирма Сименс-Шуккерт, ФРГ).

цилиндры такой конструкции были изготовлены фирмами Эшер Висс и Сименс-Шуккерт. В настоящее время цилиндры «горшкообразной» конструкции применяет ряд турбостроительных фирм ФРГ.

В качестве примера на рис. 4-7 показан «горшкообразный» цилиндр турбины мощностью 80 Мвт на параметры пара 180 атм, 600/520° С электростанции Нейгоф (ФРГ). Виутренний аустенитный корпус этой турбины, имеющий горизонтальный разъем, крепится в наружном цилиндре, изготовленном из перлитной стали, при помощи радиальных штифтов. Этими штифтами обеспечивается центровка внутреннего корпуса и обойм лабиринтовых уплотнений относительно наружного цилиндра. Вместе с тем допускается осевое перемещение и радиальное расширение внутренних деталей.

Фирма АЭГ также применяет «горшкообразную» конструкцию ц. в. д., однако сохраняет при этом горизонтальный разъем на-
180

ружного цилиндра. Внутренний же цилиндр выполняется неразъемным [Л. 4-34].

Расположение элементов ц. в. д., подверженных действию наиболее высоких температур, в средней части цилиндра. Такая конструктивная схема весьма характерна для турбин с промежуточным перегревом пара, в которых ч. в. д. и ч. с. д. размещены в общем цилиндре. При этом и острый, и промежуточно перегретый пар подводятся в среднюю часть корпуса, что обеспечивает удаление зоны наибольших температур и давлений от подшипников и концевых уплотнений.

Паровой или электрический обогрев фланцев и шпилек (или болтов) при пуске турбины. Обогрев фланцев связан с необходимостью быстрого прогрева цилиндров, имеющих достаточно массивные горизонтальные фланцы. При этом для обогрева может быть использован пар из лабиринтовых уплотнений.

Дроссельное регулирование. Дроссельное регулирование, как оно реализовано, например, в турбоустановках Файло № 6, Эддистон № 1 (США) и на других электростанциях, позволяет осуществить круговой подвод пара и выполнить сопловые коробки с малой толщиной стенок.

Кроме отмеченных особенностей, для цилиндров высокого давления турбин на сверхвысокие параметры пара характерен подвод острого пара от стопорного клапана большим числом ниток (не менее четырех), что дает возможность, с одной стороны, осуществить симметричный подвод пара к ц. в. д. и, с другой стороны, уменьшить диаметр и толщину стенок паропроводов. В большинстве случаев для снижения температуры ротора турбоустановки рассматриваемого типа выполняются с двухвенечными регулирующими ступенями (например, турбоустановки Файло № 6, Эддистон № 1 и др.).

Роторы для цилиндров высокого давления выполняются, как правило, цельноковаными. Цельнокованные роторы, изготавливаемые фирмой Джeneral Электрик, проходят две стабилизирующие термообработки: на заводе-поставщике перед отправкой на турбостроительный завод и после механической обработки. Фирма Броун Боверн для всех цилиндров турбин применяет сварные роторы как дискового, так и барабанного типа.

С целью выбора рациональной конструкции ротора для турбоустановки Файло № 6 было изготовлено два ротора — аустенитный (неохлаждаемый) и перлитный, рассчитанный на охлаждение частично отработавшим паром. В последнем случае, по мнению фирмы, максимальная температура ротора не должна превышать 545° С. В начальный период эксплуатации в турбине был установлен аустенитный ротор для проверки его поведения при пусках и быстрых наборах нагрузки. Из этих же соображений для турбоустановки Эддистон № 1 было изготовлено четыре ротора, в том числе один перлитный.

Для сокращения длины ротора в цилиндрах сверхкритического давления, в ряде последних конструкций турбин были разработаны уплотнения радиального типа [Л. 4-40].

Весьма существенным результатом повышения начальных параметров пара является относительное снижение расхода пара через последнюю ступень турбины, что позволяет заметно повысить единичную мощность турбоагрегатов при неизменной площади выходного сечения или в ряде случаев выбрать более глубокий расчетный вакуум. Влияние начальных параметров пара на относительную паровую нагрузку ч. н. д. турбины с заданной площадью выходного сечения характеризуется следующим образом:

130 <i>atm</i> , 535/535° C	1,00
130 <i>atm</i> , 565/565° C	0,95
170 <i>atm</i> , 565/565° C	0,93
240 <i>atm</i> , 580/565° C	0,89
240 <i>atm</i> , 580/565/565° C	0,80
400 <i>atm</i> , 650/565/565° C	0,75

В последние годы крупнейшие турбостроительные предприятия США — фирмы Вестингауз и Джeneral Электрик — уделяют большое внимание разработке унифицированных турбинных элементов (цилиндров), на основе которых представляется возможным компоновать широкий ряд турбоустановок, различающихся как по уровню единичной мощности, так и по начальным параметрам пара.

Фирма Вестингауз завершила недавно конструктивную разработку 10 стандартных элементов, из которых она предполагает создавать агрегаты единичной мощностью 175—1500 *Mвт* на начальные параметры пара от 127 *atm*, 538° C до 422 *atm*, 650° C [Л. 4-17; 4-42]. Фирмой разработана шкала начальных давлений и температур пара в зависимости от единичной мощности турбоагрегата, которая позволяет сохранить некоторую определенную величину объемного расхода пара на входе в каждый цилиндр. В частности, как указывается в литературе, один и тот же цилиндр высокого давления (из числа разработанных элементов) рассчитывается на параметры пара от 127 *atm*, 538° C до 170 *atm*, 566° C. При этом он может быть использован как в однофазных, так и в двухфазных турбоагрегатах. Аналогичным образом можно рассмотреть область применения любого другого элемента.

Для разработанных вариантов турбоагрегатов мощностью 500—750 *Mвт* предполагаются параметры 247 *atm*, 566° C с одним или двумя промежуточными перегревами пара до 566° C.

Турбоагрегаты мощностью выше 750 *Mвт*, возможно, будут иметь параметры 350—420 *atm*, 593—650° C [Л. 4-42].

Аналогичные исследования фирмы Джeneral Электрик привели к разработке семи стандартных элементов.

4-5. Влияние начальных параметров пара на стоимостные показатели турбоустановки

а) Турбоагрегат

Как в отечественной, так и в иностранной технической литературе нет систематизированных данных о влиянии начальных параметров пара на весовые, стоимостные и другие показатели турбоагрегатов. Имеются лишь отрывочные и в отдельных случаях противоречивые сведения о стоимости отдельных вариантов турбоагрегатов на различные параметры пара. Приводимые

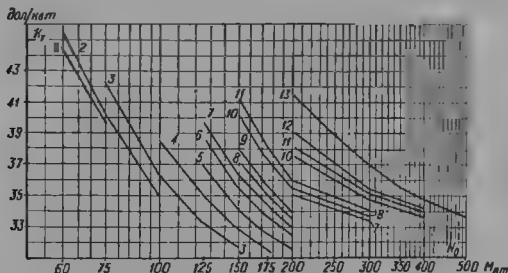


Рис. 4-8. Стоимость турбогенераторов производства фирмы Джeneral Электрик (США) [Л. 4-36].

Параметры пара приняты соответственно единичной мощности: 103 атм, 538/538° С для $N_g = 50 \div 100$ Мвт; 127 атм, 538/538° С для $N_g = 100 \div 200$ Мвт; 170 атм, 538/538° С для $N_g = 200 \div 500$ Мвт. Условные обозначения кривых: 1 — 0-2-419; 2 — 0-2-504; 3 — 0-2-584; 4 — 0-2-660; 5 — 0-3-684; 6 — Д-1-965; 7 — 0-3-660; 8 — 0-4-660; 9 — Д-1-1092; Д-4-584; 10 — 0-4-660; 11 — Д-4-660; 12 — Д-2-965; Д-6-584; 13 — Д-2-1092; Д-6-660

Примечания: 1. Принятые для характеристики кривых индексы означают: первый — тип турбины (О — одновальная турбина на 3600 об/мин, Д — двухвальная турбина на 3600/3600 или 3600/1800 об/мин); второй — число выхлопов в ч. и. д. турбины; третий — длину лопатки последней ступени в миллиметрах. 2. Лопатки длиной 419—660 мм соответствуют турбинам на 3600 об/мин; лопатки длиной 965 и 1092 мм — турбинам на 1800 об/мин.

в иностранной литературе данные такого рода обычно являются результатом технико-экономического анализа, выполненного теми или иными турбостроительными фирмами.

На рис. 4-8 представлены данные, характеризующие показатели удельной стоимости турбогенераторов производства фирмы Джeneral Электрик [Л. 4-36]. Графики построены применительно к турбоагрегатам, рассчитанным на начальную температуру пара 538/538° С. На основе этих графиков может быть выявлено, в частности, влияние начального давления пара на стоимость турбоагрегата. Как следует из рис. 4-8, при повышении начального давления пара от 127 до 170 атм удельная стоимость турбогене-

ратора мощностью 200 Мвт возрастает приблизительно на 2 дол/квт или примерно на 6% относительно стоимости агрегата на 127 атм.

По данным фирмы Аллис-Чалмерс [Л. 4-43], которая провела сопоставление различных вариантов турбин мощностью 260 Мвт, стоимость турбоагрегата изменяется в зависимости от параметров пара следующим образом:

при изменении температуры от 538/538° С до 566/538° С ($p_1 = 127$ атм) — увеличивается на 0,5 дол/квт;

при изменении температуры от 566/538° С до 566/566° С — возрастает на 0,5 дол/квт ($p_1 = 127$ атм) и на 0,9 дол/квт ($p_1 = 170$ атм).

Согласно данным этой фирмы, повышение начального давления пара от 170 до 247 атм (при мощности агрегата 325 Мвт и температуре пара 566/538° С) увеличивает удельную стоимость турбины приблизительно на 0,65 дол/квт. Увеличение же начальной температуры пара от 566/566° С до 622/566° С (применительно к турбине мощностью 300 Мвт на 247 атм) удорожает агрегат примерно на 2 дол/квт [Л. 4-44].

Результаты исследований, проведенных в ФРГ по определению влияния начальных параметров пара на стоимость турбины, указаны в табл. 4-1.

Таблица 4-1

Технико-экономические показатели турбоагрегатов мощностью 200 Мвт на различные параметры пара [Л. 4-45]

Варианты	Начальное давление пара, атм	Начальная температура пара, °С	Температура промежуточного перегрева пара, °С	Температура регенеративного подогрева питательной воды, °С	Число регенеративных подогревателей в схеме	Удельный расход тепла (брутто) по турбоустановке, ккал/квт·ч	Мощность агрегатов собственных нужд машинного зала, квт	Удельный расход тепла (нетто) по турбоустановке, ккал/квт·ч	Удорожание турбоагрегата по сравнению с базисным вариантом, марка ФРГ/квт
1	180	540	540	244	8	1865	7 554	1937	—
2	250	540	540	261	8	1835	9 810	1925	0,15
3	250	525	535, 565	261	8	1815	8 762	1895	1,20
4	250	540	540 540	261	8	1809	8 800	1889	0,93
5	250	565	565 565	308	9	1779	9 187	1861	1,50
6	300	540	540 540	315	9	1778	11 092	1876	0,90
7	300	525	535 565	261	9	1794	10 038	1887	1,18
8	300	565	565 565	318	9	1752	10 698	1846	1,45
9	300	600	565, 565	321	9	1742	10 810	1836	2,43
10	300	600	565/565	321	9	1740	10 606	1833	2,40

¹ Включая конденсатор, но без системы регенерации.

б) Конденсатор и система технического водоснабжения

С ростом начальных параметров пара существенно снижается относительная тепловая нагрузка конденсационного устройства турбоустановки, что предопределяет возможность значительного сокращения размеров конденсатора и производительности системы технического водоснабжения станции. При этом площадь выходного сечения последних ступеней предполагается заданной исходя из соображения, что в рассматриваемом диапазоне мощностей турбоустановок может быть оправданным использование последней ступени с предельной по длине рабочей лопаткой.

Уменьшение относительного расхода пара в конденсатор и, следовательно, снижение расчетной удельной нагрузки выходного сечения последних ступеней турбины обуславливают экономическую целесообразность углубления номинального вакуума в конденсаторе. Последнее обстоятельство, естественно, противодействует тенденции сокращения размеров конденсационного устройства с ростом начальных параметров пара.

Для оценки влияния начальных параметров пара на технико-экономические показатели конденсационного устройства турбины с учетом отмеченных выше факторов были проведены расчеты, которые основывались на следующих исходных положениях.

1. Расчеты выполнены применительно к двухвальной восьми-поточной турбоустановке мощностью 1000 Мвт с лопаткой последней ступени длиной 960 мм. При этом среднегодовая температура охлаждающей воды принята равной 12° С, расчетная стоимость топлива — 10 руб/т у. т., расчетная удельная стоимость конденсаторных трубок (C_H) и дополнительного расхода охлаждающей воды (C_B) — соответственно 18 руб/м² и 10 руб·ч/м³ (определение величин C_H и C_B подробнее дано в пятой главе).

2. При определении влияния начальных параметров пара на капитальные вложения в конденсационное устройство учитывалось изменение вложений не только в те объекты системы технического водоснабжения, стоимость которых непосредственно зависит от расчетного расхода охлаждающей воды, но и во все остальные элементы гидротехнических сооружений станции (плотины, пруды-охладители и т. п.), размеры которых определяются тепловой нагрузкой конденсационного устройства. Согласно обобщенным данным ТЭП, удельная стоимость этих элементов, отнесенная к единице расхода воды, колеблется от ~20 руб·ч/м³ для станций с прямоточной системой водоснабжения до ~30 руб·ч/м³ для станций с прудами-охладителями. Если полагать, что стоимость их пропорциональна тепловой нагрузке конденсационного устройства в степени ~0,6 (по аналогии с соотношением между производительностью и стоимостью, характерным для остальных объектов системы водоснабжения, — см. приложение 1), то рассматриваемая составляющая приведенных единовременных затрат на еди-

ницу дополнительного расхода воды будет находиться в пределах 12—18 руб·ч/м³. В дальнейшем этот показатель принят равным 15 руб·ч/м³.

3. При определении конечного теплосодержания пара в турбоустановках с двукратным промежуточным перегревом пара давление второго промежуточного перегрева во всех случаях принималось не ниже 20 *атм* (из соображений обеспечения надежной работы лопаток первой ступени ч. с. д.).

Результаты выполненных расчетов представлены в табл. 4-2 (капитальные затраты) и на рис. 4-9 (экономия расчетных затрат). Как видно из графиков рис. 4-9, в общем достигается некоторая экономия расчетных затрат на конденсационное устройство

Таблица 4-2

Экономия удельных капитальных затрат на конденсационное устройство турбоустановки в связи с повышением начальных параметров пара

Начальное давление пара, атм	Начальная температура пара, °С		Температура первого промежуточного перегрева пара, °С	Температура второго промежуточного перегрева пара, °С	Удельный расход пара в конденсаторе, кг/квт.ч	Оптимальное давление в конденсатора, атм	Температурный напор на входе в конденсатор (t _н - t _в), °С	Удельная теплота конденсации пара, ккал/кг	Оптимальная кратность охлаждения	Оптимальная удельная паровая нагрузка конденсатора ¹ , кг/м ² .ч	Экономия удельных капитальных затрат относительно первого варианта, руб/квт		
	за счет системы технического водоснабжения	за счет изменения удельной нагрузки конденсатора									итого		
130	535	535	—	2,00	0,041	17,1	651	46,5	42,5	—	—	—	
	565	565	—	1,91	0,039	16,3	656	49,2	40,0	-0,01	-0,013	-0,023	
165	535	535	—	1,96	0,040	16,7	546	47,1	41,8	0,007	0,003	0,01	
	565	565	—	1,87	0,039	16,3	552	48,6	44,4	0,022	0,013	0,035	
240	535	535	—	1,90	0,039	16,3	535	47,2	41,5	0,033	0,023	0,056	
	565	565	—	1,81	0,0385	16,0	543	48,9	40,2	0,045	0,036	0,081	
	565	565	565	1,64	0,036	14,9	560	54,1	36,2	0,043	0,032	0,075	
300	565	565	—	1,77	0,038	15,8	537	48,9	40,0	0,064	0,051	0,115	
	565	565	565	1,59	0,035	14,4	560	56,0	34,9	0,040	0,030	0,070	
	700	565	565	1,52	0,034	13,9	557	57,6	34,0	0,054	0,041	0,095	
400	565	565	—	1,71	0,038	15,8	527	48,1	40,8	0,109	0,092	0,201	
	565	565	565	1,55	0,035	14,4	560	56,0	34,9	0,064	0,050	0,114	
	700	565	565	1,50	0,034	13,9	557	57,9	33,8	0,063	0,048	0,111	
500	700	565	565	1,49	0,034	13,9	558	57,8	33,7	0,069	0,054	0,123	

¹ Указанные параметры определены применительно к следующим условиям:

$t_D = 12^\circ \text{C}$; $C_D = 10 \text{ руб/т}$ у. т.; $C_H = 10 \text{ руб·ч/м}^3$, $C_H = 18 \text{ руб/м}^2$.

с повышением начальных параметров пара. Так, например, при изменении параметров пара от 130 *ата*, 535/535° С до 300—400 *ата*, 565/565° С (или 565/565/565° С) экономия расчетных затрат составляет 0,02—0,04 *руб./квт·год*. Обращает на себя внимание различный угол наклона кривых изменения расчетных затрат, построенных применительно к турбоустановкам с однократным и двукратным промежуточным перегревом пара. Это объясняется

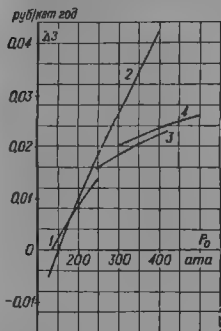


Рис. 4-9 Влияние начальных параметров пара на экономию расчетных затрат на конденсационное устройство турбоустановки: $t_B = 12^\circ \text{C}$; $C_H = 18 \text{ руб./м}^3$; $C_B = 10 \text{ руб./ч/м}^3$.

1—535/535° С; 2—565/565° С; 3—565/565/565° С; 4—700/565/565° С.

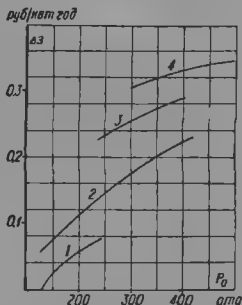


Рис. 4-10 Влияние начальных параметров пара на экономию расчетных затрат на конденсационное устройство турбоустановки с учетом изменения годовых издержек на топливо (обусловленного изменением расчетного вакуума и выходной потери): $c_T^p = 10 \text{ руб./т}$ у. т.; $t_B = 12^\circ \text{C}$.

1—535/535° С; 2—565/565° С; 3—565/565/565° С; 4—700/565/565° С.

тем, что для всех рассмотренных вариантов турбоустановок с однократным промежуточным перегревом пара давление промежуточного перегрева выбиралось оптимальным, т. е. возрастающим по мере повышения начального давления, а для турбоустановок с двукратным промежуточным перегревом пара давление второго промежуточного перегрева вынужденно принято постоянным (равным 20 *ата*).

На рис. 4-10 показано влияние начальных параметров на технико-экономические показатели турбоустановки с учетом изменения не только расчетных затрат на конденсационное устройство, но и годовых издержек на топливо в связи с отмеченным выше снижением оптимальной величины конечного давления по мере роста параметров пара (при неизменном выходном сечении последних ступеней турбины).

Из графиков рис. 4-10 следует, что экономия расчетных затрат составляет: 0,14—0,17 руб/квт·год при повышении параметров пара от 130 ата, 535/535° С до 240—300 ата, 565/565° С и 0,07—0,09 руб/квт·год при переходе от 240—400 ата, 565/565° С к 240—400 ата, 565/565/565° С (т. е. при осуществлении двукратного промежуточного перегрева пара).

в) Регенеративные подогреватели

Начальные параметры пара, как показано ниже (см. § 4-5), существенно влияют на оптимальные пределы регенеративного подогрева питательной воды. Значительное изменение давления оказывает влияние также на толщину стенок трубной системы

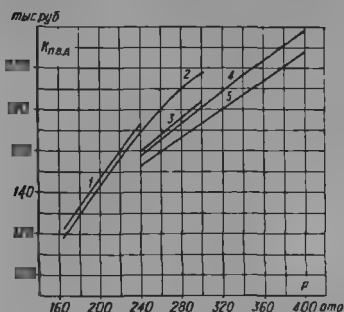


Рис. 4-11. Влияние начальных параметров пара на стоимость блока подогревателей высокого давления.

1 — 535/535° С; 2 — 565/565° С; 3 — 535/565/565° С, 4 — 565/565/565° С; 5 — 600/565/565° С.

Поскольку поверхность нагрева подогревателей низкого давления (п. н. д.) изменяется в рассматриваемых условиях только в результате незначительного изменения расхода воды, а стоимость их сравнительно невелика, изменение затрат на п. н. д. при выборе начальных параметров пара можно не учитывать.

На рис. 4-11 приведены зависимости стоимости блока п. в. д. от начальных параметров пара для турбины мощностью 500 Мвт.

Кривые на рис. 4-11 показывают значительную зависимость стоимости блока подогревателей высокого давления от начального давления пара и более слабое влияние его начальной температуры. Можно заметить также некоторое снижение стоимости п. в. д. при введении второго промежуточного перегрева, происхо-

подогревателей высокого давления (п. в. д.) и в отдельных случаях может вызвать необходимость изменения их конструкции. Как давление, так и температура острого пара в значительной степени определяют удельный расход пара (на единицу мощности), который в свою очередь влияет на величину поверхности нагрева п. в. д.

Поэтому при выборе оптимальных значений температуры и давления острого пара следует учитывать изменение стоимости регенеративных подогревателей.

дающее как за счет уменьшения оптимальной величины регенеративного подогрева питательной воды, так и вследствие снижения расхода воды через подогреватели.

Графики рис. 4-11 построены на основе приближенных расчетов по следующей методике.

Стоимость п. в. д. разбивается на три составляющие: стоимость трубной системы, стоимость корпуса и стоимость арматуры и защитных устройств.

Принимается, что стоимость трубной системы п. в. д. изменяется прямо пропорционально весу труб или произведению толщины стенки труб на величину поверхности нагрева:

$$K'_{тр} = K_{тр} \frac{H' s'_{тр}}{H s_{тр}}, \quad (4-1)$$

где $K_{тр}$ — стоимость трубной системы блока п. в. д. в исходном случае;
 H и $s_{тр}$ — поверхность нагрева и толщина стенки труб п. в. д. в исходном случае;

H' и $s'_{тр}$ — то же для расчетного варианта.

В свою очередь поверхность нагрева подогревателей изменяется пропорционально величине подогрева воды в блоке п. в. д. и расходу воды через него,¹ т. е.

$$H' = H \frac{\Delta t'_{п.в} G'}{G \Delta t_{п.в}}, \quad (4-2)$$

где G и $\Delta t_{п.в}$ — расход воды через п. в. д. и повышение температуры воды в блоке п. в. д. в исходном случае;

G' и $\Delta t'_{п.в}$ — то же для расчетного варианта.

Стоимость корпуса подогревателей высокого давления, как показал анализ заводских проектов, пропорциональна поверхности нагрева подогревателя в степени 0,5:

$$K'_к = K_к \left(\frac{H'}{H} \right)^{0,5}, \quad (4-3)$$

где $K_к$ — стоимость корпусов блока п. в. д. для исходного варианта.

Стоимость арматуры и защитного устройства принимается пропорциональной давлению пара:

$$K'_а = K_а \frac{p'}{p}, \quad (4-4)$$

где $K_а$ — стоимость арматуры и защитных устройств для исходного варианта;

p — начальное давление пара для исходного варианта;

p' — то же для расчетного варианта.

При вычислении данных, приведенных на рис. 4-11, в качестве исходного варианта принят блок п. в. д. установки 500 *Мвт* на начальные параметры пара 240 *атм*, 580/565° С. В основу расчета стоимостных показателей этого блока положены данные по п. в. д. Таганрогского завода «Красный котельщик» для турбоустановки К-300-240.

Толщины стенок труб подогревателей для каждого варианта определялись из расчета на прочность.

¹ Влиянием изменения температурного напора здесь можно пренебречь.

4-6. Влияние параметров пара на технико-экономические показатели котлоагрегатов

а) Общие соображения и постановка задачи

При выборе новых перспективных ступеней параметров пара необходимо рассмотреть достаточно большое количество возможных сочетаний давлений и температур первичного и вторичного пара с точки зрения их влияния на эксплуатационные расходы и капитальные вложения в оборудование.

Очевидно, что выполнение специальных проектных разработок котельных агрегатов на все рассматриваемые ступени параметров пара нецелесообразно. Такие разработки практически осуществимы лишь после предварительного отбора сравнительно небольшого числа наиболее эффективных вариантов параметров пара.

Сопоставление показателей котлоагрегатов по имеющимся техническим и рабочим проектам (с целью выявления влияния параметров пара на стоимость котлоагрегатов) обычно не достигает цели, поскольку эти проекты разработаны не более чем для 2—3 ступеней параметров пара; к тому же они выполнены для различных единичных мощностей и видов топлива и различными организациями в разное время, с различным подходом к принимаемым решениям. Это можно иллюстрировать следующими данными.

Согласно техническим проектам, вес элементов под давлением котла ПК-39-99СП Подольского машиностроительного завода имени Орджоникидзе производительностью 950 т/ч, с параметрами пара 255 атм, 585/570°С, рассчитанного на сжигание экибастузского угля, составляет 1700 т; вес элементов под давлением котла ТПП-110 Таганрогского завода «Красный котельник» той же производительности и на те же параметры пара, но рассчитанного на сжигание антрацитового штыба, равен 1273 т. Общий вес металла этих котлов — соответственно 4050 и 3410 т.

В первом приближении решить поставленную задачу можно сопоставлением стоимостных и весовых показателей основных элементов котельных агрегатов при обязательном условии, что исходные данные полностью сопоставимы, а расчеты выполнены по единой методике, при оптимальных расчетных характеристиках для каждой из ступеней параметров пара (выбранные марки сталей, схемы включения поверхностей нагрева, диаметры труб, температуры питательной воды и уходящих газов, скорости и падения давления в элементах пароводяного тракта и пр.). При этом методика определения сопоставляемых показателей должна позволить охватить достаточно большое число различных сочетаний давлений и температур пара.

Наибольшее внимание должно быть уделено первичным и вторичным пароперегревателям, доля которых в общей стоимости поверхностей нагрева под давлением составляет 40—75% (в зависимости от давления и температуры пара).

Ниже приводится методика укрупненных расчетов, которая позволяет с некоторым приближением выявить основные закономерности влияния параметров пара на стоимость находящихся под давлением поверхностей нагрева котлоагрегатов. Результаты этих расчетов могут быть использованы для предварительного выбора вариантов ступеней параметров пара, технико-экономическая эффективность которых должна быть уточнена проектированием вариантов основного оборудования и блока в целом.

Вместе с тем эта методика дает возможность выявить некоторые пути удешевления пароперегревателей для различных параметров пара путем выбора для них оптимальных основных характеристик (температурных напоров, материала и диаметра труб, скорости пара и т. д.).

б) Методика исследования характеристик пароперегревателей

Поверхность первичных и вторичных пароперегревателей разделяется на последовательно включенные по пару пакеты. Перед каждым пакетом труб происходит перемешивание пара в коллекторах. В современных мощных котлоагрегатах, с температурой пара на выходе $570-585^{\circ}\text{C}$, обычно имеется три пакета пароперегревателя с приращением теплосодержания пара в каждом из них не более чем на $60-100$ ккал/кг. При более высокой температуре пара количество пакетов, очевидно, может быть увеличено. Число пакетов определяется следующими двумя соображениями.

С одной стороны, укрупнение каждого пакета приводит к росту металлозатрат в поверхность нагрева. Это объясняется тем, что марка стали, диаметр и толщина стенки труб по длине змеевиков не изменяются, в то время как условия работы и температура стенки различных участков различные. Температура стенки труб зависит от температуры и скорости пара и газа, которые изменяются по длине змеевика. Расчет на прочность (на основании которого выбирается марка стали и определяется толщина стенки) производится для того участка труб, который находится в наиболее тяжелых температурных условиях. Поэтому участки змеевиков с меньшей температурой стенки работают с большими неоправданными запасами прочности. Кроме того, при определении расчетной температуры стенки учитываются развертка витков и тепловые перекосы, влияние которых усиливается пропорционально увеличению удельного тепловосприятия в пакете.

С другой стороны, увеличение количества пакетов связано с необходимостью изготовления и размещения большего числа коллекторов и соединительных труб, что вызывает некоторые конструктивные трудности и увеличение расхода металла на эти элементы.

При выявлении влияния параметров пара на весовые и стоимостные показатели котлоагрегатов необходимо определить оптимальные характеристики каждого пакета и всего пароперегрева-

теля для различных рассматриваемых ступеней параметров пара: оптимальные скорости пара и диаметры труб в каждом пакете, направление движения пара по отношению к ходу газов и последовательность размещения отдельных пакетов в газоходах котла.

Скорости пара в пакетах пароперегревателей выбираются на основании технико-экономических расчетов. Повышение скорости пара приводит к снижению температуры стенки труб (благодаря увеличению коэффициента теплоотдачи от стенки к пару) и, следовательно, способствует уменьшению толщины стенки и металлоложений. В то же время повышение скорости пара связано с увеличением падения давления в змеевиках, для компенсации которого в первичном пароперегревателе потребуется увеличение мощности и напора питательного насоса. Повышение давления за питательным насосом повлечет в свою очередь увеличение толщины стенки труб первичного тракта котла. Увеличение падения давления во вторичном пароперегревателе вызывает снижение мощности частей среднего и низкого давления турбины. Для компенсации этой недовыработанной мощности необходимы дополнительные капиталовложения.

В современных мощных паровых котлах скорость пара в пакетах пароперегревателей колеблется в широких пределах — от 10 до 45 м/сек.

Для выбора оптимального значения скорости пара в пакетах пароперегревателей по принятой в данном исследовании методике варьировалась изменением наружного диаметра труб и величины паровой нагрузки на один погонный метр ширины фронта котла при четырехкратном змеевике, т. е. изменением расхода пара через единичную трубу. Относительный поперечный шаг труб (вдоль фронта котла) принимался минимально возможным и неизменным для всех вариантов, а именно $s : d = 2,8$.

Большое влияние на металлоложения и стоимость пароперегревателя оказывает последовательность расположения отдельных пакетов в газоходах котла.

Перемещение пакета в зону более высоких температур газа вызывает увеличение температурного напора и, следовательно, уменьшение поверхности нагрева и веса пакета. Однако с ростом температуры газа увеличивается тепловая нагрузка поверхности нагрева и повышается температура стенки труб. Это вызывает необходимость увеличения толщины стенки труб и перехода на более легированные и дорогие марки стали.

Поэтому для выбора оптимальной последовательности обтекания газами отдельных пакетов пароперегревателя, дающей минимум суммарных затрат на пароперегреватель в целом, необходимо выявить зависимость расчетных затрат на каждый пакет от температуры газа.

Одной из технико-экономических задач является также выбор оптимального направления движения пара в каждом пакете паро-

перегревателя (относительно хода газов). В случае противотока требуется меньшая поверхность нагрева, чем при прямотоке. Однако в противоточном пакете выходная (по пару) часть змеевиков расположена в зоне более высоких, чем при прямотоке, температур газа. В результате повышается температура стенки, что может потребовать значительного увеличения толщины стенок труб и применения более дорогих высоколегированных сталей.

Выявление оптимальных характеристик пароперегревателей, согласно принятой здесь методике, можно разбить на следующие основные этапы.

1. Выбор марки стали и определение толщины стенки, поверхности нагрева, веса и стоимости каждого отдельного пакета, а также падения давления и связанной с ним дополнительной мощности питательного насоса (для первичного перегревателя) или мощности, недовыработанной в ч. с. д. и ч. н. д. турбины (для вторичного перегревателя) при размещении пакетов в различных зонах температур газа. Расчет проводится для различных диаметров труб, удельных паровых нагрузок фронта котла, направлений движения пара по отношению к ходу газов (прямотока и противотока) и двух вариантов размещения перегревателей:

а) пакеты первичного и вторичного перегревателей чередуются в каждом из газоходов котла;

б) все пакеты первичного перегревателя находятся в одном газоходе, все пакеты вторичного перегревателя — в другом.

2. Определение зависимости расчетных затрат на пакет от средней температуры газа в нем. По величине расчетных затрат выбираются оптимальный диаметр труб в пакете, оптимальная величина расхода пара через единичную трубу и оптимальное направление движения пара в пакете.

3. Выбор оптимальной схемы размещения пакетов пароперегревателей в газоходах котла и определение оптимальных расчетных затрат на пароперегреватель в целом для каждой ступени параметров пара.

в) Исходные данные и результаты расчетов пароперегревателей

Расчеты пароперегревателей произведены применительно к условиям использования труб из следующих марок стали: Ст. 20; 12Х1МФ; 12Х2МФСР; 1Х18Н12Т и ЭИ695Р (химический состав этих сталей приведен в приложении V).

Себестоимость тонны труб принималась согласно табл. 4-3, составленной на основании данных Украинского научно-исследовательского трубного института (УкрНИТИ), и анализу изменения себестоимости тонны труб на трубных заводах в зависимости от их наружного диаметра.

Себестоимость тонны труб с наружным диаметром 48—75 мм принималась такой же, как для труб с диаметром 42 мм.

Затраты на изготовление поверхности нагрева составляли 20% от себестоимости труб. Надбавка к себестоимости поверхности нагрева, учитывающая отчисления на расширенное воспроизводство, принималась равной 15% (см. первую главу).

Таблица 4-3

Себестоимость труб, тыс. руб/т

Наружный диаметр труб, мм	24	28	32	38	■
Марка стали					
Ст20	0,28	0,26	0,24	0,22	0,20
12Х1МФ	0,65	0,60	0,55	0,51	0,46
12Х2МФСР	0,80	0,74	0,68	0,63	0,57
1Х18Н12Т	1,78	1,74	1,69	1,63	1,58
ЭИ695Р	3,67	3,58	3,48	3,35	3,25

На рис. 4-12 приведена зависимость относительной себестоимости погонного метра труб из различных марок стали от температуры стенки (за единицу принята себестоимость погонного метра труб из Ст20 при тех же параметрах пара.) Анализ кривых показывает, что каждую из рассматриваемых марок стали экономически выгодно применять до температурного предела по ее окислительности или до предельного отношения наружного диаметра труб к внутреннему, максимально возможного по технологическим соображениям (в данном случае это отношение принято равным 1,8).

На рис. 4-13 показана зависимость относительной себестоимости погонного метра труб от температуры для различных давлений пара. Если температура стенки выше 545° С при давлении пара 420 *ата* и выше 630° С при давлении пара 180 *ата*, то появляется необходимость применения аустенитных сталей, что связано с резким повышением себестоимости труб.

Расчетные затраты на первичный пароперегреватель определены в широком диапазоне изменения параметров перегретого пара: по давлению — от 180 до 420 *ата*, по температуре — от 540 до 620—690° С (за пароперегревателем).

Вторичный перегреватель рассмотрен при изменении давления пара от 20 до 80 *ата* и температуры перегрева от 540 до 600° С.

Разбивка первичного пароперегревателя на пакеты производилась исходя из условия равенства приращений теплосодержания пара в них. Температура пара на входе в перегреватель принималась равной 470° С. Поверхности нагрева, где пар подогревается до 470° С, учтены при определении расчетных затрат на остальную часть котельного агрегата.

Для всех пакетов пароперегревателей рассмотрено по 3—4 значения расчетных расходов пара через единичную трубу.

Диаметры труб варьировались для первичных пароперегревателей от 24—28 до 38—42 мм, для вторичных пароперегревателей от 38—48 до 60—75 мм. Для конвективных пакетов принято шахматное расположение труб.

Все расчеты произведены применительно к сжиганию в топках котлов антрацитового штыба. Температура газов на входе в ширмы 1250—1350° С, на входе в конвективную шахту 900° С.

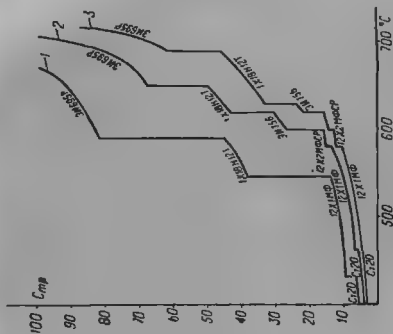
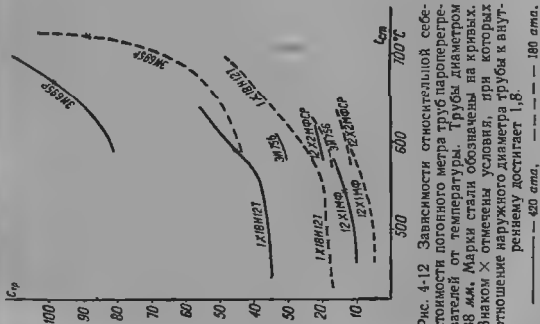


Рис. 4-13 Изменение относительной себестоимости погоного метра труб пароперегревателей в зависимости от температуры для различных давлений пара.

r — 420 gma; 2 — 250 gma 3 — 180 gma.

Скорость газов на входе в ширмы 8 м/сек, на входе в конвективную шахту 10,5 м/сек. При этом полагалось, что проходное сечение для газов в ширмах и в конвективной шахте остается постоянным по длине газохода и скорость газов меняется лишь соответственно изменению их температуры.

Капитальные вложения в замещаемую мощность приняты равными 60 руб/квт, расчетные затраты на тонну условного топлива — 10 руб, число часов использования установленной мощности — 7000 ч/год.

Продоланные расчеты позволили выявить некоторые общие закономерности, описываемые ниже.

1. Во всем рассмотренном диапазоне давлений свежего пара (180—420 атм) перемещение каждого из пакетов первичного

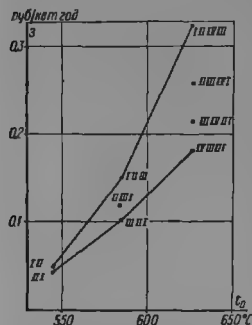


Рис 4-14. Зависимость расчетных затрат на пароперегреватель остро-го пара от температуры пара при различном расположении пакетов пароперегревателей по ходу газов. Римскими цифрами обозначены номера пакетов пароперегревателей по ходу пара.

пароперегревателя из зоны низких в зону более высоких температур газа приводит к снижению расчетных затрат на пакет, несмотря на необходимость применения в ряде случаев дорогостоящих аустенитных сталей вместо перлитных.

В связи с тем, что расчетные затраты на горячие (по пару) пакеты с ростом температуры газа уменьшаются более резко, чем затраты на холодные пакеты, целесообразней располагать в зоне наиболее высоких температур газа горячие пакеты. Поэтому оптимальной схемой размещения пакетов первичного перегревателя является противоток. Исключение составляют пакеты с весьма высокими (предельными) температурами пара, при которых прочностные характеристики стали заставляют ограничивать тепловой поток и температуру стенки.

На рис. 4-14 показано изменение расчетных затрат на первичный пароперегреватель в зависимости от температуры пара при различной последовательности обтекания газами пакетов в газоходах котла и давлении пара 250 атм (для случая, когда первичный пароперегреватель целиком расположен в одном газоходе, а вторичный перегреватель — в другом). С ростом температуры пара влияние последовательности расположения пакетов на расчетные затраты сказывается более резко.

Например, при параметрах пара 250 атм, 585° С расчетные затраты на пароперегреватель в зависимости от последовательности расположения пакетов в газоходах изменяются следующим обра-

Последовательность расположения пакетов по ходу газов	Расчетные затраты, %
III, II, I	100
II, III, I	115
I, II, III	145

Расчетные затраты на пакеты вторичного перегревателя также уменьшаются, хотя и менее резко, с повышением температуры газа и имеют минимальное значение в зоне температур газа 950—1100° С.

Исключение составляют горячие пакеты вторичных перегревателей с давлением пара 20 *атм* и ниже, условия охлаждения которых вследствие низких коэффициентов теплоотдачи от стенки к пару особенно затруднены. Поэтому эти пакеты целесообразно располагать в зоне низких температур газа.

2. При совместном размещении пакетов первичного и вторичного пароперегревателей в каждом из газоходов котла минимум расчетных затрат обеспечивается при таком их расположении по ходу газов: горячий пакет первичного перегревателя, затем горячий пакет вторичного перегревателя и далее более холодные и самые холодные пакеты обоих перегревателей (при подогреве пара во вторичном перегревателе до начальной температуры).

3. Внутри пакетов оптимальным направлением движения пара для всех пакетов первичного и вторичного пароперегревателей является проток, при котором по сравнению с противотоком несколько увеличивается поверхность нагрева (вследствие уменьшения среднего температурного напора), но значительно снижается толщина стенки труб или оказывается возможным применение более дешевых сталей (в результате снижения расчетной температуры стенки, поскольку трубы с самой высокой в пакете температурой пара расположены в зоне более низких, чем при противотоке, температур газа).

4. Для всех пакетов первичного пароперегревателя минимум расчетных затрат обеспечивается при наружных диаметрах труб 24—28 *мм* во всем диапазоне давлений свежего пара 420—180 *атм*.

Для пакетов вторичных пароперегревателей, расчетная толщина стенки труб которых ниже минимально допустимой и по технологическим соображениям принята равной 3,5 *мм*, минимальные расчетные затраты получаются при сравнительно больших наружных диаметрах труб (60—75 *мм*) независимо от теплового нагружения. Это является результатом экономического эффекта уменьшения падения давления (благодаря уменьшению скорости пара) при очень незначительном изменении веса вследствие увеличения диаметра. Исключение составляют случаи, когда при увеличении диаметра (вследствие уменьшения скорости пара и коэффициента теплоотдачи от стенки к пару) требуется переход на более легированную и дорогую марку стали.

При расчетной толщине стенки, большей технологически минимально допустимой, с увеличением тепловой нагрузки от 15 тыс. до 150 тыс. $\text{ккал/м}^2 \cdot \text{ч}$ значение оптимального диаметра снижается от 60 до 38 мм.

5. Оптимальное падение давления в пакетах первичного перегревателя на единицу прироста в них теплосодержания пара резко увеличивается с повышением температуры пара.

Так, при повышении температуры свежего пара от 540 до 600° С оптимальное падение давления увеличивается в среднем на 50%.

Согласно расчетам, оптимальное падение давления в первичном пароперегревателе при параметрах пара на выходе 250 *ата*, 585° С составляет 4,7 *ата* (без учета падения давления в коллекторах и перепускных трубах), при параметрах 315 *ата*, 650° С — 13 *ата*, при параметрах 315 *ата*, 690° С — 27 *ата* (здесь, как и ранее, температура пара на входе в пароперегреватель принята 470° С).

Оптимальное падение давления в трубках вторичного пароперегревателя колеблется в пределах от 2 до 3% от давления пара в нем (без учета коллекторов и соединительных труб).

г) Влияние параметров пара на себестоимость элементов котлов под давлением

На рис. 4-15 показана зависимость расчетных затрат на все элементы котла под давлением (включая пароперегреватели) от давления свежего пара при различных начальных температурах и температурах промперегрева.

Для построения этого графика затраты на экономайзер, переходную зону и поверхности нагрева, расположенные в топочной камере, определены по результатам тепловых расчетов и расчетов прочности, выполненных при обычно принимаемых в проектной практике диаметрах труб и скоростях пара. Данные о себестоимости труб взяты из табл. 4-3. Затраты на коллекторы к перепускным трубам приняты равными 40% от затрат на поверхности нагрева котла под давлением.

Затраты на изготовление поверхностей нагрева учитывались в размере 20% от себестоимости труб.

Как видно из рис. 4-15, расчетные затраты на элементы котла под давлением при одной и той же начальной температуре и температуре промперегрева существенно возрастают с повышением начального давления, причем влияние начального давления усиливается с ростом начальной температуры.

Так, например, при двойном промежуточном перегреве до 570° С повышение давления свежего пара от 250 до 420 *ата* вызывает увеличение расчетных затрат при начальной температуре 540° С на 41%, при 600° С — на 48%.

При повышении температуры свежего пара от 540 до 570° С расчетные затраты увеличиваются в среднем для разных давлений на 5%, при дальнейшем повышении температуры свежего пара от 570 до 600° С — уже на 9%.

Резкое удорожание элементов котла под давлением (на 40%) при повышении начальной температуры от 600 до 690° С, при давлении 315 *ата* объясняется не только увеличением толщины стенки, но и необходимостью расположения горячих пакетов пароперегревателя в зоне более низких температур газа (вследствие ограниченной жаропрочности использованной в этом случае стали ЭИ695Р).

Температуры пара 690° С при $p = 315 \text{ ата}$ и 640° С при $p = 420 \text{ ата}$ являются предельными для этих давлений применительно к рассмотренным маркам стали. Требуемое отношение наружного диаметра труб к внутреннему при этих температурах равно уже двум.

Показанные на рис. 4-15 расчетные затраты на элементы котла под давлением являются теоретически оптимальными. При конкретном проектировании необходимы некоторые отступления от оптимальных решений, что неизбежно вызовет повышение расчетных затрат.

4-7. Влияние параметров пара на технико-экономические показатели паропроводов

Для выявления влияния параметров пара на технико-экономические показатели паропроводов необходимо для каждой ступени параметров пара определить оптимальные характеристики главных паропроводов и паропроводов промежуточного перегрева.

С этой целью для блока «котел — турбина» мощностью 1000 *Мвт* для каждого из вариантов параметров пара были вычислены расчетные затраты на паропроводы при различных наружных диаметрах, марках стали и числе ниток и выбраны оптимальные диаметры паропроводов, марки сталей и оптимальные скорости пара, соответствующие минимуму расчетных затрат. При этом учитывались следующие затраты.

1. Единовременные затраты на собственно паропроводы.
2. Единовременные затраты, связанные с падением давления в паропроводах. Для главных паропроводов они включают все затраты, обусловленные изменением мощности питательных турбо-

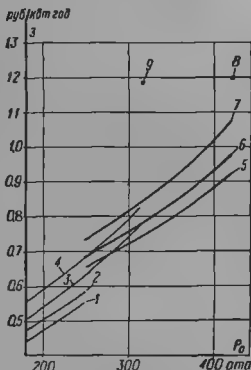


Рис. 4-15 Зависимость расчетных затрат на элементы котла под давлением от параметров пара.

1 — 540/540° С. 2 — 570/540° С.
3 — 570/570° С. 4 — 600/570° С.
5 — 540/570/570° С. 6 — 570/570/570° С.
7 — 600/570/570° С. 8 — 640/570/570° С.
9 — 690/570/570° С. В этих обозначениях указаны температуры пара начальная, первого промперегрева и второго промперегрева

насосов, а именно: изменение стоимости собственно турбонасоса и затраты, связанные с изменением тепловой мощности блока (с целью компенсации изменения мощности собственных нужд блока). Кроме этого, учитываются дополнительные затраты на котельный агрегат из-за необходимости повышения в нем давления на величину падения давления в паропроводе острого пара.

Для промежуточных паропроводов в объем единовременных затрат входят затраты на увеличение мощности блока для компенсации снижения мощности частей среднего и низкого давления турбины, обусловленного падением давления.

3. Ежегодные отчисления на амортизацию и текущий ремонт от единовременных затрат, перечисленных в пп. 1 и 2.

4. Ежегодные затраты на топливо для дополнительной выработки пара в связи с изменением мощности турбонасоса и частей среднего и низкого давления турбины (вследствие падения давления в паропроводах).

Расчеты паропроводов производиться применительно к следующим маркам стали: Ст20, 12Х1МФ, 12Х2МФСР, ЭИ756, 1Х18Н12Т и ЭИ695Р.

Себестоимость одной тонны катаных труб из этих марок сталей принималась следующей:

Ст20	94 руб
12Х1МФ	330 »
12Х2МФСР	410 »
ЭИ756	660 »
1Х18Н12Т	1400 »
ЭИ695Р	2800 »

Увеличение стоимости сверленных труб по отношению к стоимости катаных принималось равным 100%. Стоимость главной и вспомогательной арматуры, опор, изоляции и прочих вспомогательных элементов учитывалась в размере 80% от стоимости катаных труб, стоимость монтажа паропроводов — 20% от стоимости катаных труб и арматуры (при переходе к сверленным трубам абсолютная величина этих затрат принималась неизменной). Считалось, что в перспективе предельная допустимая толщина стенки катаных труб будет доведена до 50 мм. Максимально возможное по технологическим соображениям отношение наружного диаметра труб к внутреннему выбрано равным 1,8.

Величина местных сопротивлений ξ принималась равной 2,3. Это соответствует наличию на паропроводах трех тройников, пяти гибов на 90° и пяти гибов на 60°.

Результаты расчетов по выбору оптимальных диаметров четырехниточных паропроводов острого пара и промежуточного перегрева для различных ступеней параметров пара применительно к блоку 1000 Мвт представлены на рис. 4-16 и 4-17 (расчетная стоимость топлива 10 руб/т у. т., длина паропроводов 100 м при оптимальных марках стали).

Как видно из рис. 4-18, оптимальные скорости пара в главных паропроводах подчиняются определенным общим закономерностям. Так, при постоянной температуре пара с увеличением давле-

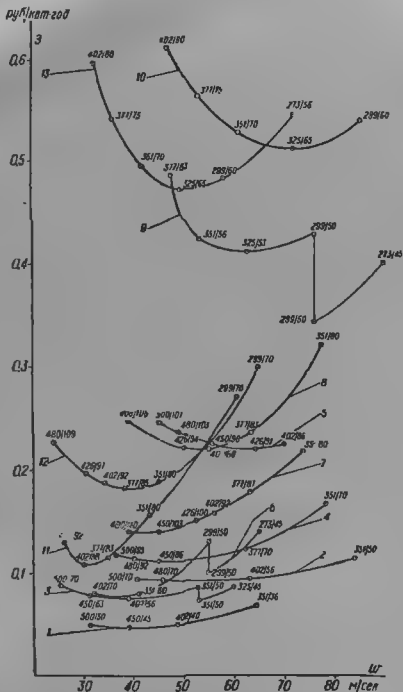


Рис. 4-16. Зависимость расчетных затрат на главный паропровод от скорости пара при различных параметрах пара. Расчетная стоимость топлива 10 руб/т у. т.

1—165 ата, 535° С, сталь 12Х1МФ; 2—165 ата, 565° С, 12Х1МФ; 3—240 ата, 535° С, 12Х1МФ; 4—240 ата, 565° С, 12Х1МФ; 5—240 ата, 615° С, ЭИ756; 6—300 ата, 535° С, 12Х1МФ; 7—300 ата, 565° С, 12Х1МФ; 8—300 ата, 600° С, ЭИ756; 9—300 ата, 650° С, ЭИ695Р; 10—300 ата, 690° С, ЭИ695Р; 11—400 ата, 535° С, 12Х1МФ; 12—400 ата, 565° С, ЭИ756; 13—400 ата, 640° С, ЭИ695Р. Цифры у точек означают наружный диаметр и толщину стенки труб в миллиметрах.

ния оптимальные скорости пара снижаются, а при постоянном давлении с увеличением температуры — возрастают. В диапазоне параметров перегретого пара 165—400 *атм*, 535—600°С оптимальные скорости пара изменяются в пределах 30—55 *м/сек*.

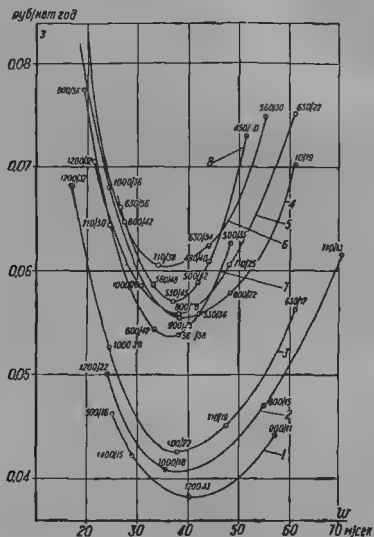


Рис. 4-17. Зависимость расчетных затрат на горячие нитки промежуточного паропровода от скорости пара при различных параметрах пара. Расчетная стоимость топлива 10 руб/т у т.; сталь 12Х1МФ.

1 — 12 *атм*, 565°С, расход пара 1680 т/ч; 2 — 20 *атм*, 665°С, 1680 т/ч; 3 — 30 *атм*, 565°С, 1880 т/ч; 4 — 30 *атм*, 565°С, 2400 т/ч; 5 — 40 *атм*, 565°С, 2460 т/ч; 6 — 60 *атм*, 565°С, 2460 т/ч; 7 — 80 *атм*, 565°С, 1120 т/ч; 8 — 100 *атм*, 565°С, 1130 т/ч. Цифры у точек означают то же, что и на рис. 4-16.

Из рис. 4-16 следует, что расчетные затраты на главный паропровод существенно зависят от параметров пара, изменяясь от 0,04 до 0,47 руб/квт.год при изменении параметров пара от 165 *атм*, 535°С до 400 *атм*, 640°С (при оптимальных характеристиках паропроводов).

Оптимальные скорости пара в горячих нитках паропроводов промежуточного перегрева лежат в пределах 32—40 *м/сек*, в холодных нитках — в пределах 15—25 *м/сек*.

Оптимальные падения давления в главном паропроводе при различных параметрах пара перед турбиной составляют (в процентах от давления пара):

165 <i>ama</i> , 535—565° С	2—3%
240 <i>ama</i> , 535—565° С	2—3 »
300 <i>ama</i> , 565—650° С	3—5 »
400 <i>ama</i> , 565—640° С	4—6 »

Изменение величины оптимального падения давления в указанных пределах зависит от начальной температуры пара и от выбора стандартного значения диаметра паропровода, близкого к теоретически оптимальному по величине расчетных затрат.

Оптимальные падения давления в сумме по холодной и горячей ниткам паропроводов промежуточного перегрева составляют приблизительно 2% от давления промежуточного перегрева (при принятых исходных данных).

Увеличение местных сопротивлений против принятой в расчетах величины $\xi = 2,3$ приводит к росту оптимального падения давления в главных паропроводах и паропроводах промежуточного перегрева при одновременном снижении оптимальных скоростей пара. Кроме того, неучтенные здесь условия компоновки могут заставить повысить скорость пара сверх оптимального значения и тем самым увеличивать падение давления.

Стоимость топлива влияет на оптимальную скорость пара в главном паропроводе незначительно, в промежуточных паропроводах — в большей степени. Это объясняется тем, что доля ежегодных затрат, связанных с падением давления и изменением расхода топлива, в общей сумме расчетных затрат на промежуточный паропровод значительно выше, чем на главный паропровод. В результате, например, повышение расчетной стоимости топлива от 4 до 10 руб/т у. т. приводит к снижению оптимальной скорости пара в промежуточном паропроводе при параметрах пара 40 *ama*, 565° С от 48 до 38 м/сек, а в главном паропроводе при параметрах пара 240 *ama*, 565° С — от 54 до 50 м/сек (рис. 4-18 и 4-19).

Выбираемое число ниток паропровода также оказывает влияние на оптимальную величину падения давления и уровень затрат, связанных с паропроводами.

Сопоставление расчетных затрат на восьминиточные, четырехниточные и двухниточные паропроводы острого пара и промежуточного перегрева применительно к блоку 1000 Мвт для различных параметров пара показывает, что экономически оптимальными являются двухниточные паропроводы (за исключением тех случаев, когда они изготовлены из дорогих аустенитных сталей и увеличение числа ниток позволяет перейти от сверленых труб к катаным). Уменьшение числа ниток с четырех до двух приводит к увеличению оптимальной скорости пара на 15—20% и сокращению расчетных затрат на паропровод на 5—10% (рис. 4-20 и 4-21).

руб/мгт год

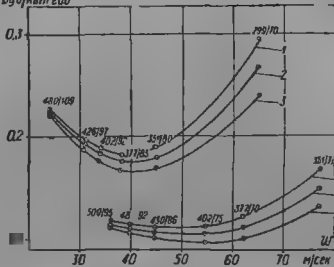


Рис 4-18 Зависимость расчетных затрат на главный паропровод от скорости пара при различной стоимости топлива

1 — 400 атм, 565° С, сталь ЭИ756, $c_T = 10,4$ руб/т у. т.;
2 — 400 атм, 565° С, ЭИ756, $c_T = 7,4$ руб/т у. т.;
3 — 400 атм, 565° С, ЭИ756, $c_T = 4,4$ руб/т у. т.;
4 — 240 атм, 565° С, ЭИ756, $c_T = 10,4$ руб/т у. т.;
5 — 240 атм, 565° С, ЭИ756, $c_T = 7,4$ руб/т у. т.;
6 — 240 атм, 565° С, ЭИ756, $c_T = 4,4$ руб/т у. т.
Цифры у точек означают то же, что и на рис. 4-16.

руб/мгт год

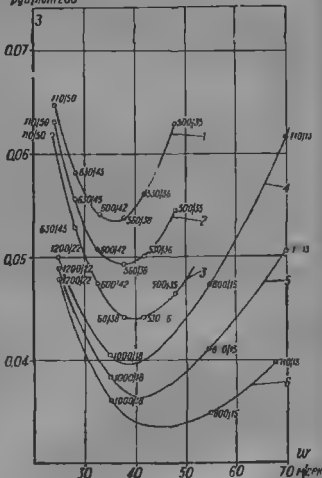
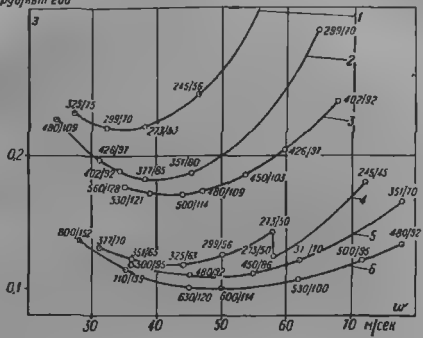


Рис. 4-19. Зависимость расчетных затрат на горячие точки паропровода промежуточного перегрева от скорости пара при различной стоимости топлива.

1 — 80 атм, 565° С, сталь 12Х1МФ, $c_T = 10,4$ руб/т у. т.; 2 — 80 атм, 565° С, 12Х1МФ, $c_T = 7,4$ руб/т у. т.; 3 — 80 атм, 665° С, 12Х1МФ, $c_T = 4,4$ руб/т у. т.; 4 — 20 атм, 565° С, 12Х1МФ, $c_T = 10,4$ руб/т у. т.; 5 — 20 атм, 565° С, 12Х1МФ, $c_T = 7,4$ руб/т у. т.; 6 — 20 атм, 565° С, 12Х1МФ, $c_T = 4,4$ руб/т у. т.
Цифры у точек означают то же, что и на рис. 4-16

Рис 4-20 Зави- руб/мат год
 симость расчет-
 ных затрат на
 главный паро-
 провод от скоро-
 сти пара при раз-
 личном числе
 ниток n . Расчет-
 ная стоимость
 топлива
 10,4 руб/т у. г.
 1—400 ата, 565° С,
 сталь ЭИ756, $n=8$;
 2—400 ата, 565° С,
 ЭИ756, $n=4$;
 3—400 ата, 565° С,
 ЭИ756, $n=2$;
 4—240 ата, 566° С,
 12Х1МФ, $n=8$;
 5—240 ата, 566° С,
 12Х1МФ, $n=4$;
 6—240 ата, 566° С,
 12Х1МФ, $n=2$.
 Цифры у точек
 означают то же,
 что и на рис. 4-16.



руб/мат год
 3
 0.07
 0.06
 0.05
 0.04
 30 40 50 60 70 м/сек

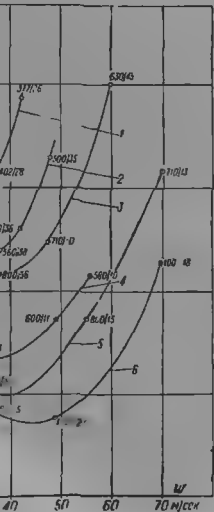


Рис. 4-21. Зависимость
 расчетных затрат на горя-
 чие нитки паропровода
 промежуточного перегре-
 ва от скорости пара при
 различном числе ниток n .
 Сталь 12Х1МФ.
 1 — 80 ата, 565° С, $n=8$.
 2 — 80 ата, 565° С, $n=4$.
 3 — 80 ата, 565° С, $n=2$.
 4 — 20 ата, 565° С, $n=8$.
 5 — 20 ата, 565° С, $n=4$.
 6 — 20 ата, 565° С, $n=2$.
 Цифры у точек означают то
 же, что и на рис. 4 16

4-8. Влияние начальных параметров пара на оптимальную температуру питательной воды

Эффективность регенерации в турбоустановках существенно зависит от начальных параметров пара, а также от температуры и числа промежуточных перегревов. Поэтому при оценке эффективности повышения начальных параметров пара весьма важно правильно учесть их влияние на процесс и рациональные пределы развития регенерации.

Экономия, получаемая от введения регенеративного подогрева питательной воды, определяется величиной выработки энергии на внутреннем тепловом потреблении. Масштабы внутреннего теплового потребления зависят в свою очередь от расхода воды через регенеративные подогреватели и от конечной температуры регенеративного подогрева. Расход воды через подогреватели определяется расходом острого пара или равен ему (для подогревателей высокого давления с каскадной схемой слива дренажа).

Величина выработки энергии на внутреннем тепловом потреблении зависит как от масштабов внутреннего теплового потребления, так и от значений тепловых перепадов, срабатываемых отборным паром в турбине, а также от степени перегрева отборного пара.

Ввиду того, что повышение температуры питательной воды сопровождается увеличением общего расхода пара, и нужно считаться в этом случае с увеличением мощности, потребляемой питательными насосами, которое ослабляет эффективность регенерации.

Начальные параметры, оказывая влияние на перепады, срабатываемые отборным паром, на его параметры и на общий расход острого пара, существенно влияют на величину теплофикационной выработки в установке и тем самым определяют термодинамическую эффективность повышения температуры питательной воды ($t_{п.в}$).

Рассмотрим отдельно влияние начального давления и температуры острого пара.

Повышение давления острого пара влияет на ряд факторов, действующих в противоположном направлении.

С одной стороны, увеличиваются перепады тепла, срабатываемые отборным паром в турбине, и снижаются температуры этого пара. Последнее уменьшает потери от необратимого теплообмена в регенеративных подогревателях.

С другой стороны, при повышении начального давления увеличивается мощность питательных насосов, что несколько уменьшает эффект от регенерации. Как указано выше, рост $t_{п.в}$ приводит к увеличению общего расхода пара, вызывая увеличение мощности питательных насосов. Естественно, что это повышение мощности тем больше по абсолютной величине, чем выше начальное давление пара.

В сторону уменьшения эффективности регенерации при повышении начального давления влияет также некоторое снижение общего расхода пара, уменьшающее выработку энергии на внутреннем тепловом потреблении при фиксированной температуре питательной воды.

Как показывают исследования, в реальном для современного уровня развития энергомашиностроения диапазоне давлений положительные факторы (увеличение тепловых перепадов и снижение температуры отборного пара) превалируют. В итоге повышение начального давления приводит к значительному росту эффективности регенерации. Это положение иллюстрируется графиками рис. 4-22.

На рис. 4-22 показана экономия удельного расхода тепла в зависимости от относительной температуры питательной воды ($t_{п.в}/t_{макс}$) для различных давлений пара ($t_{макс}$ — температура в точке максимальной теплоемкости; для докритического давления $t_{макс}$ — температура насыщения в котле). Расчеты для построения графиков рис. 4-22 сделаны в предположении, что увеличение температуры питательной воды сопровождается увеличением числа подогревателей, а средний температурный перепад на каждый подогреватель равен 30°C , что соответствует современным реальным тепловым схемам.

Начальная температура пара также двояко влияет на термодинамическую эффективность повышения температуры питательной воды. С одной стороны, рост начальной температуры пара приводит к некоторому увеличению перепада тепла, срабатываемого отборным паром, что благоприятно сказывается на экономичности установки. С другой стороны, повышается степень перегрева отборного пара, а следовательно, увеличиваются энергетические потери от необратимости теплообмена в подогревателях. Кроме того, отрицательное действие оказывает уменьшение общего расхода пара.

Результаты взаимодействия указанных факторов неодинаковы для установок с промежуточным перегревом пара и без него

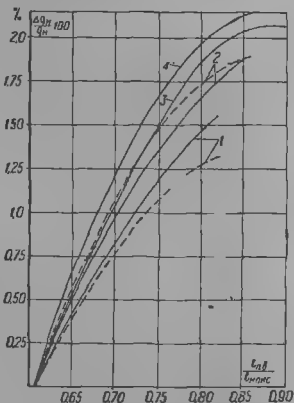


Рис. 4-22. Влияние параметров пара на тепловую эффективность повышения температуры питательной воды.

1 — $p = 165$ атм; 2 — 240 атм; 3 — 300 атм;
4 — 400 атм; — — — — — 566/565°C;
— — — — — 566/565/565°C.

В установках без промежуточного перегрева повышение начальной температуры пара влечет за собой более сильное снижение расхода острого пара при фиксированной температуре питательной воды, чем в установках с промперегревом.

Это обстоятельство в сочетании с отрицательным влиянием необратимости, увеличивающимся во всех без исключения отборах установки без промперегрева (вследствие повышения температуры пара в отборах), приводит в данном случае к снижению

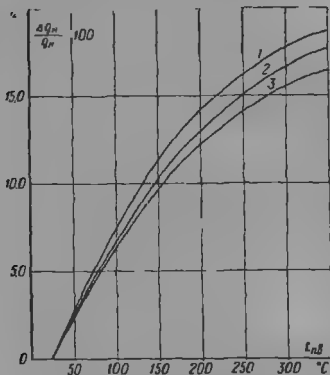


Рис. 4-23 Влияние начальной температуры пара на тепловую эффективность повышения температуры питательной воды при $p_0 = 250$ атм.

1 — $t_0 = 500^\circ \text{C}$, 2 — 600°C , 3 — 700°C .

эффективности регенерации при повышении начальной температуры пара.

Это положение наглядно иллюстрирует график на рис. 4-23, построенный для бесконечно большого числа ступеней подогрева [Л. 4-47].

В установках с промежуточными перегревателями снижение расхода острого пара при повышении начальной температуры меньше, чем в установках без промперегрева. Поэтому в них с ростом начальной температуры при неизменном давлении промперегрева несколько повышается эффективность регенерации (см. рис. 6-3, в и г).

Повышение температуры пара после промперегрева, так же как повы-

шение температуры острого пара в установках без промперегрева, отрицательно сказывается на регенерации.

Введение промежуточного перегрева, уменьшая общий расход пара, несколько снижает выигрыш от регенерации (см. рис. 4-22).

В общем можно утверждать, что в современных паротурбинных установках с промперегревом, развивающихся по пути повышения как начального давления, так и температуры перегрева острого пара, имеются благоприятные термодинамические условия для развития регенерации.

Следует, однако, учитывать, что повышение температуры питательной воды влечет за собой удорожание оборудования, стоимость которого также зависит от начальных параметров пара. Поэтому всегда приходится ограничивать использование термо-

динамических возможностей повышения к. п. д. установки путем развития регенерации. Рациональные пределы регенерации устанавливаются технико-экономическими исследованиями (см. шестую главу).

Изменение температуры питательной воды оказывает влияние главным образом на капиталовложения в котельный агрегат и в систему регенерации (подогреватели высокого давления). Как показали исследования, стоимость котлоагрегата изменяется в значительной степени вследствие изменения стоимости пароперегревателя. Это объясняется увеличением расхода перегретого пара при развитии регенеративного подогрева питательной воды, т. е. в данном случае приходится перегревать большее количество пара. Поскольку давление пара и, особенно, температура перегрева существенно влияют на выбор материалов и толщину стенок трубок пароперегревателей, то изменение затрат на котлоагрегат в зависимости от $t_{п.в}$ определяется начальными параметрами пара.

На рис. 4-24 представлены графики зависимости изменения стоимости поверхностей нагрева котлоагрегата от температуры питательной воды для различных параметров пара. Из этих графиков следует, что при изменении начального давления от 300 до 400 *атм* изменение стоимости котлоагрегата при повышении $t_{п.в}$ увеличивается приблизительно на 40—45%, а при увеличении начальной температуры от 565 до 650°С — примерно в два раза.

Существенное удорожание котлоагрегата при повышении параметров пара в значительной степени снижает эффективность повышения температуры питательной воды.

Детальные технико-экономические расчеты показали, что при повышении начального давления пара, несмотря на существенный рост термодинамической эффективности регенерации, наблюдается лишь небольшое увеличение оптимальных температур питательной воды. Рост оптимальных значений $t_{п.в}$ при этом в значительной степени зависит от начальной температуры

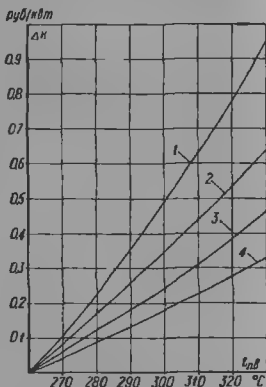


Рис. 4-24 Влияние температуры питательной воды на стоимость котельного агрегата.

1 — 400 *атм*, 650/565/565°С; 2 — 300 *атм*, 650/565/565°С; 3 — 400 *атм*, 565/565/565°С; 4 — 300 *атм*, 565/565/565°С.

пара, которая оказывает большое влияние на стоимость пароперегревателя.

Например, при температурах пара 650°C и выше, при которых пароперегреватель выполняется в основном из дорогостоящих аустенитных сталей, оптимальные значения $t_{п.в}$ при повышении p_0 не увеличиваются совершенно.

Повышение температуры острого пара, несмотря на некоторое увеличение эффективности регенерации в установках с промпарегревом, вследствие значительно большего, чем при повышении давления, удорожания пароперегревателя приводит в ряде случаев к снижению оптимальных значений температуры питательной воды.

Например, увеличение температуры от 565 до 650°C при давлении 300 атм снижает оптимальное значение $t_{п.в}$ приблизительно на 10°C , а при давлении 400 атм — приблизительно на 15°C .

Следует отметить также ощутимое снижение оптимальной температуры питательной воды при введении второго промежуточного перегрева (вследствие уменьшения тепловой эффективности регенерации).

Указанные выше положения иллюстрируются графиками рис. 4-25 и 4-26. По оси абсцисс на этих графиках отложены изменения расчетных затрат на топливо, а по оси ординат — в том же масштабе изменения суммы остальных составляющих расчетных затрат. Цифры на кривых показывают варианты значения температур питательной воды.

Если провести касательные к кривым под углом 45° , то точки касания определяют оптимальные значения температур питательной воды, так как для этих точек скорость уменьшения расчетных затрат на топливо (с повышением $t_{п.в}$) равна скорости увеличения прочих затрат, а значит, скорость изменения суммарных затрат равна нулю, что соответствует условию оптимума.

По углу наклона кривых можно проследить влияние давления и температуры пара, а также промежуточного перегрева на оптимальные значения температуры питательной воды.

Таким образом, при сопоставлении эффективности различных начальных параметров пара неправомерно задаваться условным уровнем регенеративного подогрева питательной воды, как это часто делается во многих исследованиях. В этих случаях следует не только учитывать зависимость термодинамической эффективности регенерации от уровня параметров пара, но и считаться с тем, что экономический оптимум значительно отличается от термодинамического.

Поскольку температура питательной воды существенно влияет на оптимальные значения температуры уходящих из котла газов, то при сравнении эффективности параметров пара необходимо также в ряде случаев учитывать и переменный к. п. д. котельного агрегата (см. шестую главу).

Рис. 4-25. К определению экономически оптимальной температуры регенеративного подогрева питательной воды при $c_T = 10,4$ руб/т у. т.; $p_0 = 400$ атм.
1 — 565/565/565° С; 2 — 565/565° С.

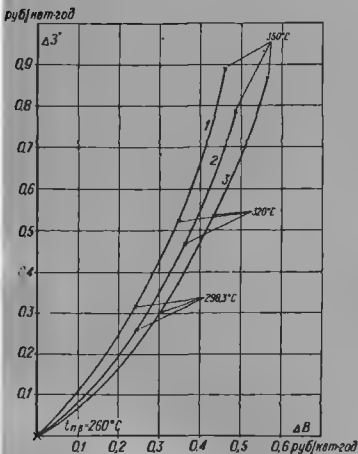
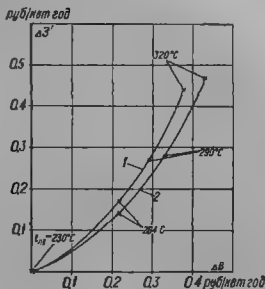


Рис. 4-26. К определению экономически оптимальной температуры регенеративного подогрева питательной воды при $c_T = 10,4$ руб/т у. т.; $p_0 = 300$ атм.

1 — 650/565/565° С;
2 — 565/565/565° С;
3 — 565/565° С.

4-9. Влияние стоимости топлива на технико-экономическую эффективность различных ступеней параметров пара

Условия топливоснабжения различных районов Советского Союза весьма разнообразны. Стоимость топлива колеблется в широких пределах. Например, расчетная стоимость топлива, замыкающего топливно-энергетический баланс районов Восточной Сибири, на перспективный период равна 2—3 руб/т у. т., а для центральных районов Европейской части СССР — приблизительно 12 руб/т у. т.

При таком соотношении стоимостей топлива, естественно, не может быть единого для всей страны рационального решения вопроса о выборе начальных параметров пара на КЭС. По-видимому, в районах дорогого топлива могут быть оправданы установки с более высокими параметрами пара и более дорогим оборудованием. В районах же дешевого топлива увеличение капитальных вложений, связанных с повышением начальных параметров пара, может не окупиться получаемой при этом экономией топлива.

Выбор рациональных параметров пара для тех или иных условий можно производить лишь на основе детальных технико-экономических исследований. Ниже это иллюстрируется на примерах выбора оптимальных температур перегрева пара и оптимальных давлений применительно к различным стоимостям топлива.

а) Влияние стоимости топлива на величину оптимальной температуры перегрева пара при заданном начальном давлении ($p_0 = 240$ атм)

Повышение начальной температуры пара влечет за собой ряд с повышением тепловой экономичности установки значительное удорожание оборудования. От температуры перегрева пара особенно сильно зависят стоимости котлоагрегата и паропроводов, так как повышение температуры пара увеличивает расход легированных дорогостоящих марок стали в этих частях установки. Помимо этого, повышение температуры перегрева пара приводит к росту относительной доли поверхности нагрева пароперегревателя — наиболее дорогой части котлоагрегата. В свою очередь при увеличении длины змеевиков пароперегревателя в совокупности с увеличением толщины стенок труб паропроводов повышается гидравлическое сопротивление системы «котлоагрегат — паропровод».

При повышении гидравлического сопротивления увеличивается мощность, потребляемая питательным насосом.

Таким образом, при выборе оптимальной температуры перегрева перегрева пара следует учитывать:

- 1) изменение тепловой экономичности установки;
- 2) изменение стоимости котлоагрегата;

3) изменение стоимости паропровода острого пара;

4) изменение гидравлического сопротивления котла и паропроводов острого пара и связанное с этим изменение мощности, потребляемой питательными насосами.

Поскольку в рассматриваемом ниже диапазоне температур пара турбоагрегаты могут выполняться без применения аустенитных сталей, изменение стоимости турбины относительно невелико и в данных расчетах им можно пренебречь.

На рис. 4-27 представлена полученная на основе детальных технико-экономических расчетов зависимость экономии расчетных затрат на блок мощностью 500 Мвт от начальной температуры пара для стоимостей топлива: 3,0; 7,5; 10,0; 13,0 руб/т у. т. (по сравнению с вариантом $t = 580^\circ\text{C}$, с выходным пакетом пароперегревателя из аустенитной стали).

Изменение тепловой экономичности установки в зависимости от температуры острого пара в пределах $550\text{--}580^\circ\text{C}$ принималось равным 0,3% на каждые 10°C снижения температуры. Это несколько выше величины, полученной в § 4-3, что дает некоторый запас в расчетах.

Изменение стоимости котлоагрегата определено на основе пересчета технического проекта котла ТПП-110 на сниженную температуру перегрева острого пара. При этом менялась схема расположения пакетов пароперегревателя. Выходной пакет первичного пара помещался в конвективной шахте, т. е. в зоне относительно низких тепловых нагрузок. Такое размещение выходного пакета позволяет выполнить его из стали перлитного класса. Полученные из теплового расчета размеры поверхностей нагрева, а также результаты расчетов на прочность трубок первичного пароперегревателя позволили найти изменение веса и стоимости котлоагрегата.

Для определения изменения мощности, потребляемой питательными насосами, проводился гидравлический расчет котла и паропроводов.

Изменение расчетных затрат на паропровод острого пара определялось на основе исследований, изложенных в § 4-7, т. е. при оптимальных в каждом случае скоростях пара.

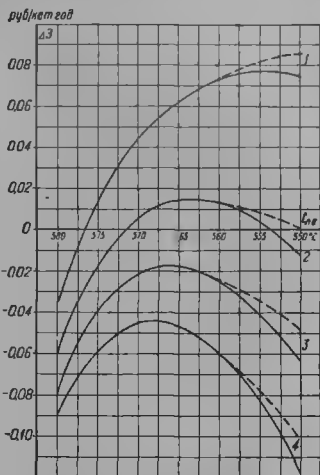


Рис. 4-27. Экономия расчетных затрат на энергетический блок мощностью 500 Мвт в зависимости от начальной температуры пара при $p_0 = 240 \text{ атм}$.

1 — $c_T = 3,0 \text{ руб/т у. т.}$; 2 — $7,5 \text{ руб/т у. т.}$;
3 — 10 руб/т у. т. ; 4 — $13,0 \text{ руб/т у. т.}$

Кривые на рис. 4-27 показывают, что изготовление пароперегревателя из перлитной стали при сохранении температуры пара за котлом на уровне 585°C нецелесообразно. В этом случае выходную часть пароперегревателя приходится помещать в зону низких тепловых нагрузок, что сильно повышает гидравлическое сопротивление пароперегревателя. Падение давления в тракте котла при этом увеличивается от 34,2 до 59,3 *атм*. Это приводит к тому, что вариант с пароперегревателем из перлитной стали по экономическим показателям становится хуже варианта с пароперегревателем из аустенитной стали для всех рассмотренных стоимостей топлива.

Из рис. 4-29 следует, что при стоимости топлива 3,0 *руб/т* у. т. оптимальная температура острого пара перед турбиной оказывается равной приблизительно 555°C , а при переходе на катаиые трубы (толщина стенки 42 мм) — около $535\text{--}540^{\circ}\text{C}$. При стоимости топлива 7,5 *руб/т* у. т. оптимальная температура составляет примерно 560°C . В этом случае снижение температуры уже не приводит к существенной экономии расчетных затрат.

Окупающая стоимость топлива, т. е. расчетная стоимость топлива, при которой вариант с пароперегревателем из аустенитной стали при $t = 580^{\circ}\text{C}$ (перед турбиной) становится равноэкономическим варианту с пароперегревателем из перлитной стали при $t = 560^{\circ}\text{C}$, оказывается не менее 8,4 *руб/т* у. т. Следовательно, температура 580°C не оправдывает себя в широком диапазоне стоимостей топлива.

Таким образом, для районов дешевого топлива можно рекомендовать в качестве оптимальной температуру перегрева острого пара до $550\text{--}540^{\circ}\text{C}$. Такой уровень температуры обеспечивает экономию расчетных затрат около 0,1 *руб/квт-год* по сравнению с вариантом 580°C , не считая возможного удешевления турбины

б) Влияние стоимости топлива на эффективность некоторых ступеней параметров пара

На рис. 4-28 показаны зависимости экономии расчетных затрат от расчетной стоимости топлива для блока 300 *Мвт* на параметры пара 130 *атм*, 565/565 $^{\circ}\text{C}$; 170 *атм*, 565/565 $^{\circ}\text{C}$ и на давление 240 *атм* с температурой перегрева пара 550— 580°C и промежуточным перегревом пара до 565 $^{\circ}\text{C}$ (относительно того же блока на параметры пара 240 *атм*, 580/565 $^{\circ}\text{C}$).

Графики рис. 4-28 получены на основе укрупненных технико-экономических расчетов. При этом учитывались следующие факторы:

- 1) изменение расхода топлива;
- 2) изменение расхода энергии на собственные нужды станции;
- 3) изменение стоимости котлоагрегатов, паропроводов, системы водоподготовки, системы водоснабжения, конденсатора, регенеративных подогревателей и БРОУ (быстродействующих редукционно-охладительных устройств).

Принималось, что стоимость турбоагрегатов в рассматриваемом диапазоне параметров практически не зависит от параметров пара.

Перечисленные факторы учитывались следующим образом:

- 1) изменение удельного расхода тепла при изменении параметров принимаешь по расчетным данным § 4-3;

2) расход энергии на питательный, конденсатный и циркуляционный насосы также определялся на основе расчетов тепловых схем (см. § 4-3); расход энергии на прочие механизмы собственных нужд станции принимался пропорциональным расходу топлива;

3) изменение стоимости котлоагрегатов определялось на основе проектов перспективных котлов, выполненных в ЦКТИ;

4) стоимостные показатели паропроводов острого пара и пара промежуточного перегрева для различных параметров пара получены на основе данных § 4-7:

руб/квт год

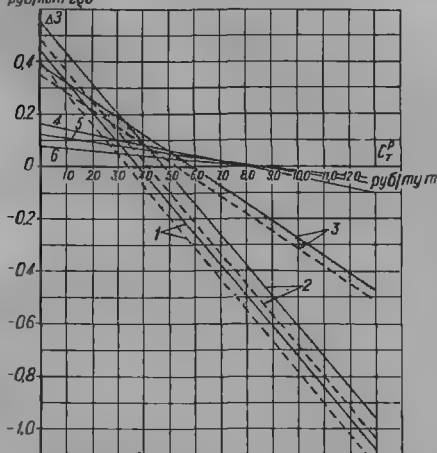


Рис. 4-28 Экономия расчетных затрат на блок мощностью 300 Мвт в зависимости от расчетной стоимости топлива при различных параметрах пара.

1—130 атм, 565/565° С (с барабанным котлом); 2—то же, с прямоточным котлом; 3 — 170 атм, 565/565° С; 4 — 240 атм, 560° С; 5 — 240 атм, 580° С; 6 — 240 атм, 570° С; — — — — с учетом БРОУ, — — — — без учета БРОУ.

5) при оценке изменений стоимости системы водоподготовки было принято: при давлении 130 атм очистка конденсата не осуществляется, а при более высоком давлении обессоливанию и обескремниванию подвергается 20% конденсата; для прямоточных котлов требования к питательной воде одинаковы для всех рассматриваемых параметров; доля добавляемой воды — 2%; для барабанного котла на 130 атм обессоливание производится в две ступени, а для прямоточных котлов на 170 и 240 атм требуются три ступени обработки;

6) изменения стоимости системы водоснабжения и конденсатора принимались пропорциональными количеству тепла, сбрасываемого в конденсатор;

7) изменение стоимости регенеративных подогревателей определялось по методике, описанной в § 6-4;

8) стоимость БРОУ принималась на основе приближенной экспертной оценки, поэтому рассмотрены варианты с учетом и без учета БРОУ.

Изменение расчетных затрат для вариантов 240 ата, 570, 560 и 550° С получено на основе расчетных данных настоящего параграфа (пункт «в»).

Результаты расчетов, на основании которых построены графики рис. 4-28, представлены в табл. 4-4.

Таблица 4-4

Изменение расчетных затрат на конденсационный энергетический блок мощностью 300 Мвт в зависимости от начальных параметров пара по сравнению с вариантом 240 ата, 580° С

Наименование величин		Параметры пара		
		130 ата, 565° С		170 ата, 565° С
		барбанный котел	прямоточный котел	прямоточный котел
Изменение годовых издержек на топливо, руб/квт.год		0,132с _т ^Р	0,132с _т ^Р	0,078с _т ^Р
Изменение годовых издержек на энергию, потребляемую механизмами собственных нужд, руб/квт.год . .		— (0,033 + 0,015с _т ^Р)	— (0,033 + 0,015с _т ^Р)	— (0,0025 + 0,012с _т ^Р)
Изменение единовременных затрат, руб/квт	на котлоагрегат	— 0,864	— 1,28	— 0,845
	на паропроводы	— 0,331	0,331	— 0,224
	на водоподготовку	— 0,07	0,0	0,0
	на схему регенерации	— 0,129	— 0,129	— 0,1005
	на БРОУ	— 0,333	— 0,250	— 0,150
	на конденсатор	0,095	0,095	0,055
на систему водоснабжения		0,12	0,12	0,075
Изменение расчетных затрат на компенсирующую мощность, руб/квт.год		— 0,0663	— 0,0663	— 0,0503
Суммарное изменение расчетных затрат, руб/квт.год		0,117с _т ^Р — 0,451	0,117с _т ^Р — 0,559	0,0664с _т ^Р — 0,369
Окупающая стоимость топлива, руб/т у. т.		3,86	4,58	5,94

Составляющие расчетных затрат, зависящие от стоимости топлива, даны в табл. 4-4 в виде функции от расчетной стоимости топлива с_т^Р, что позволяет определить расчетные затраты для переменной его стоимости, а также найти окупающую стоимость топлива.

График на рис. 4-28 дает наглядное представление о рациональных параметрах пара для районов с различными стоимостями топлива.

Параметры пара 130 ата, 565/565° С оказываются наилучшими в районах со стоимостью топлива ниже 2,5—3,0 руб/т у. т.

Вариант с параметрами 170 *ата*, 565/565° С наилучший в диапазоне стоимостей топлива 2,5—5 *руб/т* у. т.

При стоимости топлива 4,5—8,0 *руб/т* у. т. наимыгоднейшим становится вариант с давлением 240 *ата* и температурой перед турбиной 550° С.

Учет стоимости БРОУ, хотя и влияет несколько на показатели, но не меняет сделанных выводов.

Следует отметить, что в диапазоне стоимостей топлива 2,5—3,5 *руб/т* у. т. (т. е. для районов с дешевым топливом) параметры пара 130 *ата*, 565/565° С и 170 *ата*, 565/565° С дают приблизительно одинаковую экономию расчетных затрат, а параметры 240 *ата*, 540° С — несколько более низкую. Экономия расчетных затрат, получаемая при понижении давления пара до 130—170 *ата*, весьма невелика (0,1 *руб/квт* и менее) и находится при укрупненных расчетах в пределах их точности.

В этих условиях выбор параметров пара (из трех рассмотренных вариантов) должен определяться главным образом степенью надежности и освоенности оборудования при тех или иных ступенях параметров пара.

Приведенные выше примеры сопоставления установок с различными давлениями и температурами перегретого пара показывают значительное влияние стоимости топлива на оптимальные значения начальных параметров пара и подтверждают необходимость дифференцированного подхода к их выбору для различных районов Советского Союза.

4-10. Соображения по выбору перспективных начальных параметров пара

Данные предыдущих параграфов могут быть использованы для оценки перспективных начальных параметров пара. Несомненно, общая тенденция в этой области заключается в непрерывном повышении как давления, так и температуры пара. Однако на каждый данный период времени располагаемые материалы и экономические соображения вносят существенные коррективы.

Большое значение в этом отношении имеют марки сталей, применяемые для главного паропровода. Это объясняется не только значительным удельным весом затрат на паропровод в общем комплексе затрат на тепломеханическое оборудование, но и тем, что условия работы металла в главном паропроводе в определенной степени характеризуют условия работы его и в других высокотемпературных элементах установки — пароперегревателе и во входных элементах цилиндра высокого давления турбины (сопловые коробки, внутренний корпус). Вместе с тем в этих элементах температура и условия работы металла в значительной степени зависят также от конструкции и различных расчетных характеристик, а потому в большинстве случаев не могут быть достаточно точно определены без конструктивной разработки.

Так, температура стенки в выходной части пароперегревателя превышает конечную температуру пара на величину, зависящую от интенсивности подвода тепла (температура и скорость газов в данном участке газохода), взаимного направления движения пара и газа (противоток или прямоток), а также от интенсивности охлаждения стенки паром (плотность и скорость пара). При оптимальных условиях размещения выходных пакетов пароперегревателя (см. § 4-6), прямоточном обтекании и оптимальных скоростях пара максимальная температура стенки пароперегревателя превышает конечную температуру пара в среднем на $35-45^{\circ}\text{C}$ (с учетом температурной развертки витков) и на несколько меньшую величину для температур пара 650°C и выше (за счет уменьшения интенсивности подвода тепла). Во входных элементах ц. в. д. турбины фактические температуры металла зависят от методов охлаждения этих элементов. Поэтому как для перегревателя, так и для ц. в. д. турбины трудно выявить однозначную зависимость между параметрами пара и условиями работы металла, в то время как для главного паропровода эта зависимость является очевидной.

На рис. 4-29 отражены области применения различных марок стали для главного паропровода, их связь с параметрами пара и изменением тепловой экономичности установки. На этом рисунке применительно к блоку 1000 Мвт приведены графики изменения экономичности блока нетто (сплошные линии) в зависимости от начальных параметров пара (здесь и в дальнейшем параметры пара указываются перед турбиной). Пунктирными линиями показаны ориентировочные технические границы применения различных марок стали в паропроводах острого пара. Максимальные параметры пара, ограничивающие возможности применения данной марки стали, определялись исходя из отношения внешнего диаметра паропровода к внутреннему $\beta = 1,8$, которое рассматривается как предельное.

Из рис. 4-29 следует, что изменение начального давления и температуры пара (вблизи оптимума) в противоположных направлениях в довольно широких пределах (при сохранении неизменного значения β для главного паропровода) практически почти не влияет на тепловую экономичность блока.

При заданной марке стали для главного паропровода и при условии сохранения предельного отношения $\beta = 1,8$ повышение начального давления выше определенного предела (в большинстве случаев $350-400\text{ атм}$) требует уже столь значительного снижения начальной температуры пара, что тепловая экономичность установки при этом падает. В особенности ярко это проявляется для наиболее жаропрочной стали ЭИ713: в этом случае повышение давления от 430 до 500 атм связано с необходимостью уменьшения температуры от 700 до 660°C , что приводит к заметному снижению тепловой экономичности.

При использовании сравнительно более исследованных в настоящее время марок сталей (ЭИ695Р) предельными параметрами пара с точки зрения прочности главного паропровода являются 420 атм , 660°С или 500 атм , 620°С (причем первая ступень характеризуется более высокой тепловой экономичностью). Поскольку в пароперегревателе температуры стенки будут более высокими, предельные с точки зрения прочности перегревателя

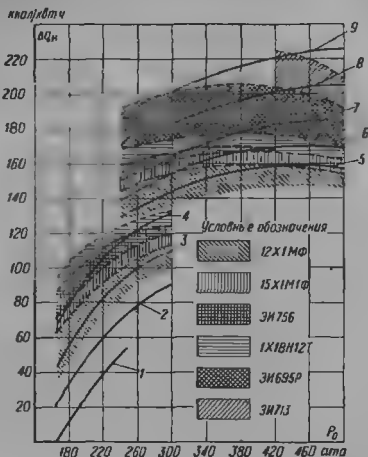


Рис. 4-29. Области применения различных марок сталей для главного паропровода. При параметрах пара 165 атм , $535/535^\circ \text{С}$ $q_n = 1966 \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{ч}$.

1—535/535° С; 2—565/535° С; 3—565/565° С; 4—620/565° С; 5—535/565/565° С;
6—565/565/565° С; 7—600/565/565° С; 8—650/565/565° С; 9—700/565/565° С.

параметры пара, очевидно, должны быть более низкими (снижение температуры пара на $20\text{—}30^\circ \text{С}$).

Технико-экономическая эффективность применения различных ступеней начальных параметров пара может быть выявлена сопоставлением достигаемой экономии топлива с увеличением затрат на оборудование.

Результаты расчетов представлены на графике рис. 4-30, построением применительно к блокам мощностью 1000 Мвт . По оси абсцисс отложена экономия тепла по турбоустановке (нетто) Δq_n , определенная с учетом изменения расхода энергии на соб-

ственные иужды, по сравнению с исходным вариантом, соответствующим параметрам пара 165 *ата*, 535/535° С, по оси ординат — изменение удельных единовременных затрат (отнесенных к единице установленной мощности) по сравнению с тем же вариантом. В этих координатах тангенс угла наклона линии, соединяющей две сопоставляемые ступени параметров пара, характеризует удельные дополнительные затраты $\Delta k'$ на данную энергоустановку, необходимые для достижения единицы экономии тепла:

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{\Delta k'}{\Delta q}.$$

На основании уравнения (1-3''') это отношение можно выразить следующим образом (подставляя $\Delta B = -\frac{\Delta q h_n}{Q_p^n \eta_k \eta_{т.п}}$ и решая относительно $\frac{\Delta k'}{\Delta q}$):

$$\frac{\Delta k'}{\Delta q} = \frac{\Theta c_T^p h_n}{(1 + n\Theta) Q_p^n \eta_k \eta_{т.п}},$$

где Θ — срок окупаемости;

c_T^p — расчетная стоимость топлива;

h_n — годовое число часов использования установленной мощности;

n — доля отчислений на амортизацию и текущий ремонт для тепломеханического оборудования;

η_k и $\eta_{т.п}$ — к. п. д. котла и теплового потока.

Из приведенного выражения видно, что каждому значению расчетной стоимости топлива c_T^p (при выбранных значениях прочих исходных данных) будет соответствовать определенная величина $\operatorname{tg} \alpha_n = \frac{\Delta k'}{\Delta q_n}$, обеспечивающая нормативный срок окупаемости дополнительных затрат Θ_n .

На рис. 4-30 показаны лучи, исходящие из начала координат под углами наклона, соответствующими указанному отношению $\Delta k'/\Delta q$ при различных значениях расчетной стоимости топлива c_T^p . Сопоставление угла наклона этих лучей α_n с углом наклона α линии, соединяющей точки, обозначающие рассматриваемые ступени параметров пара, позволяет судить о сроке окупаемости сравниваемых вариантов: $\Theta > \Theta_n$ при $\alpha > \alpha_n$; $\Theta < \Theta_n$ при $\alpha < \alpha_n$.

Как видно из графика, углы α , характеризующие эффективность повышения начальных параметров пара, зависят прежде всего от начальной температуры пара и в меньшей степени — от давления.

При давлении пара 240 *ата* и выше повышение температуры пара сверх 565° С связано со значительным увеличением угла α ,

что делает это повышение температуры неэффективным даже при относительно дорогом топливе ($c_f^p = 10$ руб/т у. т.).

При температурах пара 640—650° С и давлении 300 ата происходит дальнейший излом кривых, указывающий на еще более резкое возрастание единовременных затрат.

При давлении пара 400 ата применение температур пара выше 640—650° С потребует использования для пароперегревателя

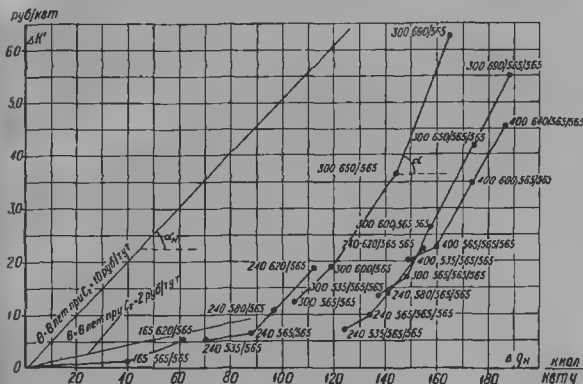


Рис 4-30 Техничко-экономическая эффективность повышения начальных параметров пара Цифры при расчетных точках указаны параметры. Например, 300—690/565/565 означает 300 ата, 690/565/565° С.

сталей более жаропрочных, чем принятая здесь сталь ЭИ695Р (например, ЭИ713 или ЭИ726).

Для улучшения экономической эффективности повышения начальной температуры пара необходимо обеспечить более благоприятные характеристики применяемых сталей (по жаропрочности и стоимости) по сравнению с наиболее жаропрочной из принятых здесь сталей (ЭИ695Р), а также резко сократить затраты на главные паропроводы (путем уменьшения длины паропроводов, использования двухстенных конструкций и т. п.).

Эффективность повышения давления от 240 до 300 и 400 ата при неизменных начальной температуре и промежуточных перегревах лежит приблизительно на границе окупаемости при дорогом топливе.

Необходимо отметить высокую эффективность введения второго промежуточного перегрева — существенная экономия топлива до-

стигается при незначительном повышении единовременных затрат.

В условиях дешевого топлива ($c_F = 2,0 \div 2,5$ руб/т у. т.) рис. 4-30 подтверждает результаты, полученные в § 4-9: переход от параметров пара 160 *ата*, 565/565° С к параметрам 240 *ата*, 535/535° С экономически не оправдывается. Если все же (например, с учетом конструктивных соображений) для этих условий выбирается начальное давление 240 *ата*, то температуру пара следует ограничить величиной 535—540° С, поскольку повышение температуры до 565° С экономически неэффективно.

Во всех случаях, когда повышенные начальных параметров пара находится вблизи границы окупаемости, решение должно приниматься исходя из обеспечения надежности, с одной стороны, и экономии топлива — с другой. Необходимо также считаться с тем, что представленные на рис. 4-30 зависимости отражают лишь общую закономерность и не учитывают, например, возможности создания принципиально новых конструктивных и проектных решений, а также влияния дополнительных эксплуатационных требований (например, регулируемость параметров при переменных режимах и т. п.), что может также отразиться на технико-экономических показателях оборудования.

На основании рис. 4-30 можно заключить, что экономически наиболее эффективным решением в области выбора перспективных параметров пара в условиях дорогого топлива является введение второго промежуточного перегрева при начальных параметрах 240 *ата*, 565° С (что может дать экономию топлива нетто около 2%).

Целесообразность применения начальных давлений порядка 350—400 *ата* при умеренных начальных температурах пара (около 565° С) требует проверки путем конструктивной разработки основного оборудования.

Для обеспечения экономической эффективности применения более высоких начальных температур пара (порядка 650° С и выше) при давлениях 350—400 *ата* необходимо значительно улучшить механические и стоимостные характеристики используемых марок жаропрочных сталей и разработать проектные и конструктивные решения (по оборудованию и блоку в целом), существенно снижающие потребность в наиболее дорогих аустенитных сталях. Последнее относится в первую очередь к пароперегревателям и паропроводам острого пара.

Для пароперегревателей сокращение затрат могло бы быть достигнуто уменьшением диаметров трубок и увеличением тепловых нагрузок выходных пакетов, для паропроводов — главным образом уменьшением их длины (приближение котельной к машинному залу, сниженное расположение выходных коллекторов на котле и т. п.).

4-11. Краткий обзор опыта внедрения блоков со сверхкритическими параметрами пара за рубежом

Опубликованные в иностранной технической литературе материалы по вопросам освоения энергетических блоков на сверхкритические параметры пара крайне недостаточны, часто носят рекламный характер и противоречивы. Тем не менее они позволяют дать краткий обзор тенденций развития энергетики в капиталистических странах. При этом рассматриваются энергоустановки на сверхкритические давления, а также на начальные температуры пара 593°C и выше.

Вместе с тем следует учитывать, что развитие энергомашиностроения в этих странах, как и развитие всей экономики, подчиняется законам капиталистического производства, в котором конъюнктурные соображения часто играют решающую роль. Очевидно, что это ограничивает возможность использования опыта развития зарубежной энергетики в наших условиях.

а) Установки с высокими начальными температурами пара

Первая высокотемпературная турбина (с параметрами свежего пара 150 атм , 600°C) была введена в эксплуатацию в декабре 1951 г. на электростанции Леверкузен в ФРГ. Она имела противодавление 31 атм и мощность $11,4\text{ Мвт}$. С тех пор в Европе (в основном в ФРГ) и США введено в эксплуатацию около 30 турбин с температурой свежего пара выше 590°C [Л. 4-28].

ФРГ. Начиная с 1951 г. в ФРГ введено в эксплуатацию около 15 энергоустановок на докритическое давление, но с высокими начальными температурами — в диапазоне $600\text{—}640^{\circ}\text{C}$ (перед турбиной). Все они представляют собой промышленные установки малой и средней мощности, предназначенные для работы с весьма высокими числами часов использования ($7000\text{—}7500\text{ ч/год}$). В большинстве из них применены турбины с противодавлением. Указывается, что принципиально возможно применение подобных высокотемпературных турбин с противодавлением в качестве первых цилиндров высокого давления более крупных конденсационных турбин.

Турбостроительная фирма АЭГ отмечает, что у изготовленных ею высокотемпературных турбин не было в процессе эксплуатации ни одного повреждения, которое потребовало бы останова турбин или замены какой-либо важной детали. Коэффициент использования высокотемпературных турбин в ФРГ в настоящее время такой же, как у турбин с обычными параметрами пара. Фирма АЭГ считает, что, опираясь на положительный опыт проектирования и эксплуатации, можно не только продолжать строить надежные турбины на уже достигнутые параметры пара, но и идти по пути дальнейшего повышения параметров вплоть

до 400 *атм*, 700° С, используя уже известные конструкционные материалы [Л. 4-28].

Надежность высокотемпературных котельных агрегатов на докритические давления иллюстрируется следующими данными.

С 1951 по 1958 г. на электростанции одного из химических заводов было введено в эксплуатацию пять высокотемпературных котлов Бенсона производительностью по 125 *т/ч* при давлении пара 160 *атм*. Первый из этих котлов был рассчитан на температуру свежего пара 610° С, остальные — на 650° С. В табл. 4-5 приведены данные о длительности работы этих котлов и о количестве остановок.

Из табл. 4-5 видно, что число остановок, вызванных повреждением деталей из аустенитных сталей, незначительно — 7,8% всех аварийных остановок. При этом количество повреждений, которое можно считать типичным для аустенитных сталей, еще меньше — всего 10 (или 6% от общего количества повреждений).

Таблица 4-5

Данные из опыта эксплуатации котельных агрегатов со сверхвысокими температурами перегрева пара на одной из электростанций ФРГ Л. (4-49)

Наименование	Топливо — каменный уголь				Бурий уголь
	Температура свежего пара, °С				
	610	650	650	650	650
Время пуска котла в эксплуатацию	23/IX 1951 г.	7/IX 1955 г.	7/XII 1956 г.	6/III 1958 г.	14/III 1958 г.
Число часов работы до 31 марта 1962 г.	75 421	49 417	39 915	30 374	30 034
Среднее число часов работы в году	7 290	7 728	7 520	7 460	7 500
Общее количество остановок	142	63	59	56	30
Количество аварийных остановок	79	36	16	11	25
Количество остановок из-за повреждений элементов котла, изготовленных из аустенитных сталей	4	3	1	—	5

Котлостроительные заводы ФРГ считают котлоагрегаты на температуры перегрева 610—650° С при докритических давлениях пара освоенными как в производстве, так и в эксплуатации [Л. 4-49]. Тем не менее с 1959 г. заказы на такие установки практически прекратились. Дальнейшее развитие электростанций Нейгоф и Хюльс, на которых были установлены и освоены энергоустановки с температурами пара порядка 600° С, фактически осуществлялось с использованием оборудования на значительно

более низкие температуры пара (525—560° С), допускающие применение в основном сталей перлитного класса [Л. 4-29].

Объяснением этому служат ссылки на высокую стоимость аустенитных сталей и более сложную эксплуатацию оборудования при сверхвысоких температурах пара.

США. Первые два высокотемпературных блока в США с параметрами свежего пара 160 *ата*, 593° С были введены в 1953 г. на электростанции Кирни (мощность каждого блока 145 *Мвт*). В дальнейшем высокотемпературные блоки с $t_0 = 593^\circ \text{C}$ при докритическом давлении (165 *ата*) были введены на электростанциях Берлингтон в 1955 г. (мощность блока 185/200 *Мвт*), Линден в 1957 г. (мощность блока 225/260 *Мвт*), Берген в 1959—1960 гг. (два блока мощностью по 275 *Мвт*) и Мерсер — в 1960—1961 гг. (два блока мощностью по 320 *Мвт*).

Как и в ФРГ, в технической литературе США до последнего времени не сообщалось о каких-либо трудностях освоения блоков с температурами пара, требующими применения аустенитных сталей.

В 1963 г. опубликованы данные об опыте эксплуатации паропроводов из аустенитных сталей [Л. 4-50] на электростанциях одной из энергоснабжающих компаний США.

На энергетических блоках, пущенных до 1958 г. (четыре блока электростанции Сьюарен на 565° С, два блока электростанции Кирни, блок № 7 станции Берлингтон и два блока на станции Линден с начальной температурой 593° С), для главных паропроводов была применена аустенитная сталь типа 347 (18% Cr, 8% Ni, стабилизированная ниобием).

К 1963 г. на этих электростанциях было выявлено в паропроводах 133 дефекта, связанных с образованием трещин в материале вблизи сварных швов. В том числе в 47 случаях на электростанции Сьюарен сварные стыки пришлось сваривать заново. В дальнейшем на трех блоках этой электростанции паропроводы из стали 347 были заменены на паропроводы из перлитной стали P22 (2,25% Cr, 1% Mo). С декабря 1956 г. на обоих блоках электростанции Кирни температура пара была снижена от 593 до 565° С.

Созданная для анализа причин этих дефектов экспертная группа пришла к выводу, что, учитывая невозможность в настоящее время своевременного выявления склонности стали к образованию трещин, сталь марки 347 нельзя рекомендовать для толсто-стенных паропроводов. Отмечается также, что для рекомендации этой стали в прошлом не было достаточных оснований [Л. 4-50].

Эти выводы распространяются также на сталь марки 321 (18% Cr, 8% Ni, стабилизированная титаном), которая применялась в небольших масштабах во время войны и впоследствии частично была заменена другими марками сталей.

В дальнейшем для паропроводов, предназначенных для работы в условиях высоких температур, предлагаются аустенитные

стали марок 316 (16—18% Cr, 11—14% Ni, 2—3% Mo) и 304 (18—20% Cr, 8—11% Ni).

Фактически во всех энергетических блоках в США, пущенных в 1959 г. и рассчитанных на начальную температуру пара 593° С (два блока электростанции Берген, оба блока электростанции Мерсер и блок № 5 на Сьюарен), применена для главных паропроводов сталь марки 316. При этом указывается, что в паропроводах из этой стали до настоящего времени не было случаев трещинообразования, за исключением одного случая на электростанции Мерсер, отмеченного ниже.

На 24-й американской энергетической конференции, состоявшейся в марте 1962 г., был заслушан доклад об опыте эксплуатации электростанции Мерсер, на которой установлены два агрегата мощностью по 320 Мвт с параметрами свежего пара 169 атм, 593° С и промежуточным перегревом до 565° С [Л. 4-51]. Первый из этих агрегатов был пущен в эксплуатацию в декабре 1960 г., второй — в июне 1961 г. Оба эти блока имели несколько вынужденных остановов, однако ни один из них не был связан с высокой температурой пара. Испытания первой турбины после 6 месяцев ее работы показали, что удельный расход тепла даже несколько лучше проектного: 1851 вместо 1855 ккал/квт·ч. Станция в целом имела в 1961 г. (первый и второй годы эксплуатации блоков) удельный расход тепла (нетто) 2241 ккал/квт·ч, что является рекордом для станций с одним промперегревом.

В докладе отмечается, что на основании опыта эксплуатации двух блоков на электростанции Мерсер и семи других блоков энергосистемы Паблик сервис электрик энд газ, работающих с температурой пара 593° С, можно сделать вывод, что нет причин для отказа от дальнейшего применения температуры пара 593° С, кроме одной — высокой стоимости оборудования на эти температуры пара.

Тем не менее несколько позднее (в 1963 г.) на блоке № 2 электростанции Мерсер произошел первый случай образования трещины в паропроводе [Л. 4-50].

В 1962 г. в США был пущен лишь один высокотемпературный блок (станция Сьюарен, блок № 5 на 169 атм, 593° С). На 1963—1967 гг. дальнейших заказов на блоки с такими параметрами пара нет. Расчеты американских фирм показали, что экономически более целесообразно снизить начальную температуру пара до 538—565° С при одновременном повышении давления до 246 атм.

б) Установки на сверхкритические давления в США

В 1963 г. в США в эксплуатации находилось шесть блоков со сверхкритическими давлениями пара.

Первый из них был пущен в эксплуатацию 20 марта 1957 г. на электростанции Файло и имел мощность 125 Мвт при параметрах пара 315 атм, 622/565/538° С. Далее были приняты в экс-

платацию в декабре 1959 г. блок мощностью 215 *Мвт* на электростанции Эвои (параметры пара 246 *ата*, 593/565° С), в 1960 г. два блока мощностью по 500 *Мвт* на электростанциях Брид и Ф. Спорн (параметры пара 246 *ата*, 565/565/565° С) и два блока на электростанции Эддистон мощностью по 325 *Мвт* (параметры пара у блока № 1—352 *ата*, 649/565/565° С, у блока № 2—246 *ата*, 565/565/565° С).

Опубликованные в последнее время материалы позволяют дать краткую характеристику опыта освоения этих блоков.

В табл. 4-6 приведены средние коэффициенты готовности к работе трех прямоточных котла со сверхкритическими параметрами пара за время со дня пуска их в эксплуатацию до 31 января 1962 г. [Л. 4-52]. Коэффициенты готовности определены с учетом плановых и внеплановых остановок. В этой же таблице для сравнения представлены данные для двух прямоточных котлов, работающих с докритическими параметрами пара. Средняя длительность вынужденных остановок всех перечисленных котлов составила 3% времени, прошедшего с момента ввода их в эксплуатацию до 31 января 1962 г. Обращает на себя внимание низкий коэффициент готовности котлоагрегата на электростанции Файло на параметры пара 315 *ата*, 622° С за почти 5-летний срок эксплуатации.

Таблица 4-6

Средние коэффициенты готовности некоторых котлоагрегатов к работе со дня пуска в эксплуатацию до 31 января 1962 г. [Л. 4-52]

Электростанция	Мощность блока <i>Мвт</i>	Параметры пара		Время пуска в эксплуатацию	Количество вы- работанной элек- троэнергии, 10 ⁶ кат.ч	Коэффициент го- товности котло- агрегата к ра- боте, %
		давление, <i>ата</i>	температура, °С			
Файло . . .	125	315	622/565/538	Март 1957 г.	2,6	86,3
Брид . . .	500	246	565/565/565	Июль 1960 г.	4,0	92,3
Ф. Спорн . .	500	246	565/565/565	Декабрь 1960 г.	3,0	96,8
Хэнтингтон бич № 3 . .	200	169	565/538	Декабрь 1960 г.	1,4	94,9
Хэнтингтон бич № 4 . .	200	159	565/538	Апрель 1961 г.	1,6	94,8

В прямоточных котлах фирмы Бабкок (ведущей котлостроительной фирмы США) разрывы труб в котлах чаще всего объяснялись некачественной сваркой или дефектами изготовления. Повреждений труб, вызванных неудовлетворительным качеством воды (внутреннее отложение или коррозия), не наблюдалось.

Вместе с тем показатели турбоагрегатов, хотя и улучшаются в процессе эксплуатации, но до настоящего времени еще не до-

стигают проектного уровня. Основной причиной является занос проточной части турбин отложениями, преимущественно окислами меди, вследствие чего снизилась мощность турбоагрегатов и их экономичность, а также возросли осевые усилия.

Испытания турбины на электростанции Файло, проведенные в июле 1957 г. после четырехмесячной эксплуатации, показали, что фактический удельный расход тепла по машинному залу, приведенный к расчетным начальным параметрам пара и давлению в конденсаторе, мало отличается от гарантийного и составляет $q_n = 1800 \text{ ккал/квт-ч}$ вместо проектной величины 1808 ккал/квт-ч .

Однако к началу 1958 г. к. п. д. цилиндра сверхвысокого давления снизился на 6% по сравнению с начальным периодом эксплуатации. К этому времени осевое усилие в несколько раз превышало расчетное значение. Из-за резкого повышения температуры металла упорного подшипника в мае 1958 г. турбина была остановлена.

После 120-дневной ревизии 25 сентября 1958 г. блок был снова введен в эксплуатацию. Однако уже к марту 1959 г. непрерывно возраставшие осевые усилия увеличились вдвое. Перепад на 5-й и 11-й ступенях за этот период увеличился на 7 атм, а к. п. д. цилиндра сверхвысокого давления снизился на 0,75% [Л. 4-30].

В списке лучших по экономичности 20 станций США за 1961 г. электростанция Файло нет.

Удельный расход тепла турбиной сверхкритического давления на электростанции Эвон также непрерывно увеличивался и в апреле 1960 г. (после 4 месяцев работы) превысил ожидаемый на 1,2%, в августе — на 2,8%, в декабре — на 3,5%. Одновременно снижалась располагаемая мощность турбины: к августу 1960 г. — на 6,4%, к декабрю — на 9,0% [Л. 4-53].

Исследования на электростанции Эддистон показали, что отложения окислов меди снижают мощность турбины приблизительно на 1% за месяц непрерывной работы блока (при одновременном снижении экономичности). Во время пуска блока некоторое количество отложений в проточной части турбины смывается, благодаря чему мощность и к. п. д. в некоторой степени восстанавливаются. К весне 1962 г. из-за отложений мощность турбины снизилась на 7% [Л. 4-54, 4-55].

При вскрытии турбин на электростанциях Файло, Эвон и Эддистон оказалось, что наибольшие отложения имелись на лопатках ступеней в интервале давлений 170—55 атм. Средняя толщина отложений доходила до 0,9—1,0 мм. В табл. 4-7 приведен химический состав отложений, обнаруженных во время вскрытия турбины блока № 1 на электростанции Эддистон весной 1961 г., после года ее эксплуатации. Аналогичные заносы проточной части турбины были обнаружены во время второго вскрытия весной 1962 г. Удалить медные отложения с помощью промывки турбины не удалось.

Таблица 4-7

Химический состав отложений в турбине на электростанции Эддистон, %

Наименование	Fe_2O_3	MnO_2	Cu_2O
<i>Цилиндр сверхкритического давления</i>			
Сопла 1-й ступени	66	34	Следы
3-я диафрагма	55	29	12
4-я диафрагма	73	8	12
Последняя диафрагма	27	6	67
<i>Цилиндр сверхвысокого давления</i>			
1-е рабочее колесо	16	Нет данных	75
5-е рабочее колесо	10	» »	88
Последнее рабочее колесо	8	» »	87

На электростанции Эвон наличие большого количества отложений на лопатках турбины привело к тому, что во время остановки блока в декабре 1960 г. было принято решение удалить первую ступень цилиндра сверхвысокого давления с целью повышения мощности турбины (благодаря увеличению пропуска пара) и надежности ее работы (вследствие снижения осевых усилий).

Проведенные исследования выявили, что медь поступает в пароводяной тракт с дренажом пара из регенеративных отборов в результате частичного растворения паровой среды меди, содержащейся в трубках подогревателей. В связи с этим на электростанции Эддистон в январе 1963 г. были установлены ионообменные фильтры на выходе дренажа пара из подогревателей низкого давления, трубки которых изготовлены из латуни.

Одновременно подогреватели высокого давления с трубками из монель-металла были заменены на подогреватели со стальными трубками, поскольку установка ионообменных фильтров на выходе дренажа из этих подогревателей в настоящее время невозможна из-за его высокой температуры.

Итоги эксплуатации блоков со сверхкритическими параметрами пара показывают, что самой трудной и нерешенной до настоящего времени проблемой является предотвращение заноса проточной части турбины отложениями окислов меди.

В США был проведен ряд опытов по исследованию растворимости меди и ее окислов (CuO и Cu_2O) в паре при изменении его параметров от 122 *атм*, 480°С до 315 *атм*, 620°С [Л. 4-31]. На основании этих опытов был сделан вывод, что растворимость меди и ее окислов существенно растет с повышением давления пара и мало изменяется при изменении его температуры.

Максимальные величины растворимости при 315 *атм*, 620°С и рН питательной воды 7,5 и 9,5 были равны соответственно 15,4 и 17,2 *мг/кг* для CuO , 8,9 и 10,2 *мг/кг* для Cu_2O и 6,3 *мг/кг* для меди независимо от величины рН.

Коэффициент готовности блоков к работе составил по электростанции Файло 60,4% в первый год и 77,0% во второй год эксплуатации, по электростанции Эвон — 71,2% в первый год эксплуатации (в том числе турбины — 91,4%, котла — 80%), по электростанции Эддистон — 82,6% во второй год эксплуатации.

Систематически публикуемые в отчетах Федеральной энергетической комиссии [Л. 4-56] отчеты об эксплуатационных показателях электростанций США позволяют получить представление об уровне экономичности, практически достигнутом на электростанциях США при различных параметрах пара.

В табл. 4-8 приведены значения эксплуатационных удельных расходов тепла (на отпущенный киловатт-час по высшей теплотворной способности топлива) за несколько лет для ряда электростанций США. При этом были отобраны электростанции, скомпонованные из однотипных блоков (начиная с параметров 141 *атм*, 538/538°С) и введенные в эксплуатацию с 1958 г. и позднее. Эти данные позволяют выявить в первом приближении влияние на показатели экономичности как параметров пара, так и процесса освоения оборудования за ряд лет.

Из табл. 4-8 можно установить следующее.

Значения удельного расхода тепла для каждой ступени начальных параметров пара имеют значительный разброс, который не может быть объяснен лишь различием в конструктивных характеристиках оборудования. По-видимому, на достигнутые показатели американских электростанций (как и на показатели отечественных электростанций) большое влияние оказывают качество топлива, режим нагрузки и технический уровень эксплуатации

Эксплуатационные показатели некоторых американских электростанций

Наименование станции	Параметры пара	Единица мощности	Год пуска в эксплуата- цию отде- льных бло- ков	Вид сжигаемого топ- лива	Удельный расход тепла (нетто) по станции q_H , ккал/квт-ч				Проектное значение удельного расхода тепла (нетто) по станции, ккал/квт-ч	Удельный расход тепла (нетто) на более экономичных блоках в 1961 г.	q_H ккал/квт-ч
					1958 г.	1959 г.	1960 г	1961 г.			
					1958 г.	1959 г.	1960 г	1961 г.			
Сегко Норвак Харбор Порт Эвергледис	141 атм, 538/538° С	272 150 225	№ 1—1960 г.	Уголь	—	—	2383	2325	—	Сегко № 2	2315
			№ 2—1960 г.		—	—	—	—	—		
			№ 3—1961 г.		—	—	2429	2337	—		
			№ 1—1960 г. № 2—1961 г.		—	—	2463	2414	—		
Джонсонвалль «В» Кляфта Крик	141 атм, 565/538° С	173 217	№ 1—1958— 1960 гг.	Уголь	—	—	2407	2369	—	Уокерсв № 7	2285
			№ 1—1955— 1956 гг.		2301	—	2303	2310	2315		
Кеммер Стэйт Лайн Кляйч Ривер	141 атм, 565/565° С	225 208 223	№ 1—1959 г.	Уголь	—	2319	2317	2304	—	Кляйч Ривер Стэйт Лайн № 3	2273 2284 2293
			№ 3—1955 г.		—	—	—	2284	2270		
			№ 1—1959 г.		—	—	—	—	—		
			№ 2—1959 г. № 3—1960 г. № 4—1961 г.		—	—	2262	2273	2293		

Продолжение табл. 4-8

Наименование станции	Параметры пара	Длина паропроводов, м	Год пуска в эксплуатацию котлов	Вид сжигаемого топлива	Удельный расход тепла (нетто) по станции q_H , ккал/квт ч				Проектное значение удельного расхода тепла (нетто) по станции, ккал/квт ч	Удельный расход тепла (нетто) на более экономичных блоках в 1961 г	
					1958 г	1959 г	1960 г	1961 г		наименование станции и номер блока	q_H ккал/квт ч
Дикерсон Сэмис Хэнтивтон Бич Сайлас Мак Милки	169 атм., 585/538° С	195 185 217 250	№ 1—1959 г	Уголь и газ	—	2270	2271	2289	—	Дикерсон № 2	2263
			№ 2—1960 г		—	—	2353	2314	—		
			№ 2—1961 г		2389	2378	2394	2431	—		
			№ 2—1958 г. № 3—1959 г. № 4—1960 г. № 4—1961 г. № 1—1958 г.		2291	2301	2347	2321	—		
Берген Мерсер	159 атм., 593/565° С	325 326	№ 1—1959 г. № 2—1960 г. № 1—1960 г. № 2—1961 г.	Уголь и газ	—	2431	2400	2353	—	Мерсер	2241
					—	—	—	2241	2241		
Брид Эддингтон	246 атм., 565/565/565° С	500 325	№ 1—1960 г № 2—1960 г	Уголь	—	—	2219	2222 2211	2228 2176	Эддингтон № 2	2211
					—	—	—	—	—		
Эддингтон	352 атм., 649/565/565° С	325	№ 1—1960 г	Уголь	—	—	2300	2203	2075	Эддингтон № 1	2203

Приведенные в таблице проектные показатели для нескольких блоков на до критические давления пара достаточно близки к фактически достигнутым.

При сверхкритических давлениях пара и двойном промежуточном перегреве проектные цифры удельных расходов тепла до настоящего времени (т. е. в течение срока эксплуатации до трех лет) еще не достигнуты. По блоку Брид лучший эксплуатационный показатель удельного расхода тепла ($2219 \text{ ккал/квт}\cdot\text{ч}$) превышает проектную цифру на 2,6%, несмотря на то, что при испытании блока проектный показатель $2160 \text{ ккал/квт}\cdot\text{ч}$ был достигнут. При этом эксплуатационный удельный расход тепла в течение трех лет эксплуатации не проявляет тенденции к снижению.

Абсолютные значения удельных расходов тепла по блоку Эддисон № 2 (на те же параметры пара), как проектные, так и эксплуатационные, ниже аналогичных величин для блока Брид примерно на 2%. Это объясняется прежде всего снижением расчетного давления в конденсаторе до $0,035 \text{ атм}$ (в эксплуатации в среднем до $0,043 \text{ атм}$) при $0,052 \text{ атм}$ на блоке Брид, значительным снижением (в 1,5 раза) удельной нагрузки выходного сечения последних ступеней, поскольку турбины блоков Брид и Эддисон имеют одинаковые выходные сечения при мощностях соответственно 500 и 325 Мвт; наконец, применением экономайзера-утилизатора, позволяющего снизить температуру уходящих газов до 94°C (в эксплуатации в среднем до 118°C) при 140°C на блоке Брид.

Вместе с тем достигнутый в эксплуатации удельный расход тепла по блоку Эддисон № 2 превышает проектную величину также примерно на 2,6%.

Аналогичное положение характерно и для блока № 1 той же станции Эддисон с параметрами пара 352 атм , $650/565/565^\circ \text{C}$. В течение первого года эксплуатации, согласно первоначальной программе, блок работал при пониженной (до 622°C) начальной температуре пара с целью накопления опыта эксплуатации. В сентябре 1961 г. блок начал работать с проектной начальной температурой пара 650°C .

К 1 января 1963 г. блок проработал 19 000 часов, в том числе 9000 часов при проектных начальных параметрах пара. Несмотря на значительное улучшение показателей экономичности этого блока в течение первых трех лет его эксплуатации, в 1962 г. (третий год эксплуатации) достигнутый удельный расход тепла все же превышал проектную величину на 3,5% и оказался даже выше проектного удельного расхода тепла для блока № 2 той же станции, несмотря на большую разницу в начальных параметрах пара.

Данные табл. 4-8 в общем свидетельствуют о том, что работающие до настоящего времени в США блоки на сверхкритические давления пара фактически (по данным до 1962 г. включительно) еще не вышли из стадии эксплуатационного освоения.

После пуска двух блоков по 500 Мвт на электростанциях Брид и Ф. Спори (на параметры пара 246 атм , $565/565^\circ \text{C}$) с 1960 до 1964 гг. блоки на сверхкритическое давление в США не вводились (очевидно, с целью учета опыта эксплуатации этих блоков).

в) Перспективы внедрения различных ступеней параметров-пара

Сводка планируемых к вводу энергетических блоков США по опубликованным в литературе данным [Л. 4-57—4-63] приведена в табл. 4-9 (с разбивкой по годам), более ранние периоды охвачены в [Л. 4-32].

Как видно из этой таблицы, в 1962—1963 гг. большая часть вводимых блоков характеризуется параметрами пара $165\text{—}176 \text{ атм}$, 565°C и $126\text{—}148 \text{ атм}$, 538°C .

Таблица 4-9

Характеристика основного оборудования, вводимого на электростанциях США
в 1962—1967 гг.

Диапазон единичных мощно- стей, Мвт	Суммарный ввод мощности в мегаваттах при различных параметрах пара								Всего	
	246 атм				176—165 атм		148—126 атм	107—102 атм		
	538/532/ 565° C	538/538/ 538° C	538/565° C	538/552° C	538/538° C	538/565° C	565/538° C	538/538° C	538/538° C	Мвт

1962—1963 гг.

100—199	—	—	—	—	—	—	1232	193	—	4563	581	6 569	34,5
200—299	—	—	—	—	—	—	993	1915	—	1581	—	4 489	23,5
300—360	—	—	—	—	—	342	2515	625	1083	600	—	5 165	27,1
500—650	—	—	—	—	—	—	2300	532	—	—	—	2 832	14,9
Всего:	—	—	—	—	—	342	7040	3265	1083	6744	—	19 055	100

1964 г.

100—199	—	—	—	—	—	—	127	—	—	1401	351	1 879	26,4
200—299	—	—	—	—	—	—	—	690	—	1298	—	1 988	27,8
300—399	—	—	335	—	—	—	925	630	—	350	—	2 240	31,4
400—499	—	—	—	—	—	—	—	425	—	—	—	425	6,0
600	600	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	600	8,4
Всего:	600	—	335	—	—	—	1052	1745	—	3049	351	7 132	100

1965 г.

100—199	—	—	—	—	—	—	—	—	—	805	—	805	9,0
200—299	—	—	—	—	—	—	—	—	—	1072	—	1 072	12,0
300—399	—	—	335	—	—	—	1016	1509	—	356	—	3 216	36,1
400—499	—	—	—	400	—	—	—	425	—	—	—	825	9,2
500—599	—	—	—	—	—	—	—	1120	—	—	—	1 120	12,5
900	—	—	—	—	900	—	—	—	—	—	—	900	10,1
1000	—	—	—	—	—	—	—	1000	—	—	—	1 000	11,1
Всего:	—	—	335	400	900	—	1016	4054	—	2233	—	8 938	100

Диапазон единичных мощно- стей, Мвт	Суммарный ввод мощности в мегаваттах при различных параметрах пара										Всего	
	246 атм					176—165 атм			148—126 атм	107—102 атм		
	538/552/ 565° С	538/538/ 538° С	538/555° С	538/562° С	538/538° С	538/565° С	538/538° С	538/538° С	565/538° С	538/538° С	Мвт	%

1966—1967 гг. *

100—199	—	—	—	—	—	—	—	—	—	106	106	1,2	
200—299	—	—	—	—	—	—	—	—	230	—	230	2,8	
300—399	660	333	—	—	—	—	385	375	—	—	1 753	20,9	
400—499	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	
500—599	—	—	—	—	522	—	—	2120	—	—	2 642	31,6	
615	1230	—	—	—	—	—	—	—	—	—	1 230	14,8	
753	—	—	—	—	1506	—	—	—	—	—	1 506	17,9	
900	—	—	—	—	900	—	—	—	—	—	900	10,8	
Всего:	1890	333	—	—	2928	—	385	2495	—	230	105	8 367	100

* К 1966—1967 гг. условно отнесен ввод блока № 2 на электростанции Бэл Рэн (мощность 900 Мвт, параметры пара 247 атм, 538/538° С) и двух блоков на электростанции Стони Ривер (мощность 600 Мвт, параметры пара 176 атм, 538/538° С), данных о годе ввода которых нет. Согласно опубликованным данным, мощность блока № 2 на электростанции Бэл Рэн, возможно, будет повышена до 1100 Мвт.

В 1964 г. резко падает удельный вес блоков на 565° С. Вместе с тем в этом году должны быть введены два блока на сверхкритическое давление (246 атм), однако со сниженной начальной температурой (538° С), на электростанциях Чок Поинт и Таинерс Крик.

Для ввода мощностей в последующие годы является характерным увеличение удельного веса блоков на сверхкритическое давление (246 атм), причем исключительно с начальной температурой 538° С. Доля блоков с такой начальной температурой продолжает расти также и при докритических давлениях пара; к 1966—1967 гг. эти блоки будут, по-видимому, преобладающими.

Удельный вес блоков с начальным давлением в пределах 165—176 атм непрерывно растет за счет сокращения ввода блоков на параметры 126—141 атм и ниже.

В качестве причины снижения начальной температуры пара обычно указывается высокая стоимость аустенитных сталей. Возможно, что в этом направлении повлияли и отмеченные выше трудности при использовании на электростанциях наиболее употребительных аустенитных сталей типа 347 и 321.

Как видно из табл. 4-9, в настоящее время имеются сведения о 14 новых блоках на сверхкритическое давление, из которых 8 мощностью 500—900 *Мвт*. Вместе с тем 12 блоков мощностью 500—1000 *Мвт* намечаются на начальное давление 170 *ата*. Это, по-видимому, объясняется, с одной стороны, тем, что в США стоимость топлива по сравнению со стоимостью оборудования относительно низкая, а с другой, отсутствием ясности в вопросе об экономических преимуществах сверхкритических давлений пара по сравнению с докритическими.

В наиболее развитых капиталистических государствах Западной Европы применение энергетических блоков на сверхкритические давления до настоящего времени ограничивается отдельными установками, сооружаемыми с целью накопления необходимого опыта.

Так, в Англии запланирован ввод в 1965 г. двух опытно-промышленных блоков по 375 *Мвт* (на электростанции Дрэклоу-Си) на параметры пара 246 *ата*, 593/565° С.

Вместе с тем в Англии на 1965—1968 гг. планируется в широких масштабах ввод блоков мощностью по 500 *Мвт* на докритические давления. В этот период предполагается ввести 24 блока по 500 *Мвт* на параметры пара 162 *ата*, 566/566° С (на электростанциях Эбертау «В», Эгброу, Феррибридж «С», Фидлерс Ферри, Айронбридж «В», Рэтклифф, Вест Бертон), 4 блока той же мощности на параметры пара 169 *ата*, 541/541° С (на электростанции Фаулл) и 2 блока на параметры пара 162 *ата*, 538/538° С (на электростанции Кингсиорс). Таким образом, в Англии наряду с блоками на температуры 565° С планируется ввод некоторого количества блоков на более низкие температуры пара: 538—541° С [Л. 4-33].

В ФРГ начальное давление даже для блоков ограниченной мощности (60—100 *Мвт*) выбирается высокое: 115—190 *ата*. Широкое применение давлений пара порядка 180 *ата* и выше, по-видимому, связано с высокой степенью освоения в ФРГ производства и эксплуатации прямоточных котлов.

При дальнейшем укрупнении единичных мощностей до 250—300 *Мвт* предполагается сохранить в основном следующие ступени параметров пара: 160 *ата*, 525—540° С для котлов с естественной циркуляцией и 180 *ата*, 525—540° С для прямоточных котлов.

Во Франции ввод блоков с высокими параметрами пара начался с 1959 г. К 1 января 1960 г. на электростанциях объединения «Электриситэ де Франс» имелось уже шесть блоков по 120 *Мвт* с параметрами пара 89 *ата*, 540/540° С и девятнадцать блоков той же мощности с параметрами пара 127 *ата*, 540/540° С.

В 1960 г. продолжался ввод аналогичных блоков и развернулось строительство ряда электростанций с блоками по 250 *Мвт* на параметры пара 165 *ата*, 565/565° С (Вэр-сюр-Марн, Сент-Уэн, Блено, Монтро, Лион) и электростанции Шампань-сюр-Уаз

с блоками той же мощности, но на параметры пара 141 атм, 565/565° С.

По приведенным данным можно констатировать следующее:

1. В технически наиболее развитых капиталистических государствах (США, ФРГ) достаточно четко выявилась тенденция к снижению начальной температуры пара до 540—525° С. Блоки с температурами пара 590—600° С и выше не вводятся и до 1966—1967 гг. не планируются. Исключение составляют два опытно-промышленных блока в Англии на 593/565° С.

2. Энергоустановки на сверхкритические давления пара в настоящее время планируются к внедрению в промышленных масштабах лишь в США, начиная с 1964 г. С течением времени удельный вес этих установок в общем вводе мощностей должен возрасти; вместе с тем имеющиеся на 1966—1967 гг. планы ввода мощностей не позволяют выявить тенденции к вытеснению докритических давлений сверхкритическими. Доля блоков на сверхкритические давления составит к 1966—1967 гг. не более 3,0—3,5% от общей установленной мощности электростанций США.

3. Работающие с 1957—1960 гг. в США блоки на сверхкритические давления к концу 1962 г. еще не вышли из стадии освоения и не достигли проектных показателей.

ЛИТЕРАТУРА

4-1. Стырикович М. А., Выбор параметров паросилового цикла для электростанций большой мощности, «Теплоэнергетика», 1954, № 1.

4-2. Гельтман А. Э., К выбору начальных параметров пара мощных конденсационных электростанций, «Теплоэнергетика», 1954, № 7.

4-3. Раков К. А., О параметрах пара для мощных станций, «Теплоэнергетика», 1954, № 12.

4-4. Горшков А. С., К вопросу освоения сверхвысокого и сверхкритического давления в советской энергетике, «Теплоэнергетика», 1965, № 4.

4-5. Шубенко-Шубин Л. А., Некоторые вопросы развития паротурбостроения, «Теплоэнергетика», 1955, № 4.

4-6. Итоги дискуссии по выбору параметров паросилового цикла для электростанций большой мощности, «Теплоэнергетика», 1955, № 12.

4-7. Гельтман А. Э., Кацаева А. А., Цукерман Р. В., Задачи технического прогресса котлотурбостроения, «Энергомашиностроение», 1956, № 12.

4-8. Стырикович М. А., Некоторые вопросы развития теплоэнергетики СССР, «Теплоэнергетика», 1957, № 5.

4-9. Гельтман А. Э., Цукерман Р. В., К проектированию нового теплоэнергооборудования, «Теплоэнергетика», 1957, № 6.

4-10. Вологов В. В., Влияние стоимости топлива на эффективность повышения начальных параметров конденсационных электростанций, «Энергомашиностроение», 1958, № 10.

4-11. Гельтман А. Э., Вопросы выбора параметров и характеристик энергооборудования для районных конденсационных станций, «Энергомашиностроение», 1958, № 10.

4-12. Рудомин Б. В., Влияние стоимости топлива на выбор параметров конденсационных станций, «Энергомашиностроение», 1958, № 10.

4-13. Совещание по вопросам новых типов оборудования для блочных электростанций на сверхкритические параметры пара, «Теплоэнергетика», 1958, № 9.

- 4-14. Попырин Л. С., Мекибель А. И., Ефимов П. Т., Выбор начальных параметров пара мощных конденсационных электростанций для районов дешевого топлива, «Теплоэнергетика», 1961, № 12.
- 4-15. Горшков А. С., К определению параметров и характеристик мощного теплосилового оборудования электростанций, «Энергомашиностроение», 1958, № 10.
- 4-16. Аксютин С. А., Перспективы развития паровых и газовых турбин, Машгиз, 1957.
- 4-17. Энергетическое машиностроение за рубежом, ЦИНТИМАШ, 1961.
- 4-18. Шубенко-Шубин Л. А., О некоторых конструктивных решениях важных узлов мощных турбоустановок на сверхвысокие параметры пара, «Теплоэнергетика», 1960, № 2.
- 4-19. Лазаренко А. В., Конструкция паровой турбины К-300-240 Харьковского турбинного завода, «Энергомашиностроение», 1960, № 10.
- 4-20. Шубенко-Шубин Л. А., Основные особенности турбинного агрегата К-300-240 ХТГЗ, «Теплоэнергетика», 1960, № 10.
- 4-21. Гладковский П. С., Паровая турбина К-300-240 Ленинградского металлургического завода, «Энергомашиностроение», 1962, № 3.
- 4-22. Энергетическое машиностроение за рубежом, ЦИНТИМАШ, 1961.
- 4-23. Приданцев М. В., Ланская К. А., Разработка и освоение трубных жаропрочных сталей, «Теплоэнергетика», 1962, № 8.
- 4-24. Либерман Л. Я., Пейсикс М. И., Справочник по свойствам сталей, применяемых в котлотурбостроении, ЦКТИ, книга 32, Машгиз, 1958.
- 4-25. Нормы расчета элементов паровых котлов на прочность, Машгиз, 1957.
- 4-26. Экспресс-информация, серия «Теплоэнергетика», 1962, № 4, реферат 15.
- 4-27. Экспресс-информация, серия «Теплоэнергетика», 1961, № 10, реферат 44.
- 4-28. Конструкция и опыт эксплуатации высокотемпературных турбин, «Энергетика за рубежом», 1963.
- 4-29. «Теплоэнергетика», 1963, № 2, стр. 88—89.
- 4-30. Зильберштейн С. Л., Паротурбостроение в США, Машгиз, 1961.
- 4-31. Экспресс-информация, серия «Теплоэнергетика», 1962, № 26, реферат 96.
- 4-32. «Энергомашиностроение», 1962, № 6, стр. 42—45.
- 4-33. Экспресс-информация, серия «Теплоэнергетика», 1963, № 33, реферат 138.
- 4-34. Hegetschweiler H., Bartlett R. L., Predicting performance of large steam turbine-generator units for central stations, Paper ASME, N 56-SA-62, 1956.
- 4-35. Elston C. W., Knowlton P. H., Comparative Efficiencies of central station reheat and non-reheat steam turbine generator units, Transactions of the ASME, 1952, v. 74, N 8.
- 4-36. Bartlett R. L., Steam turbine performance and Economics, New York, Mc Graw-Hill, 1958.
- 4-37. Franck C. C., Superpressure steam turbines, «Combustion», 1955, v. 27, N 5.
- 4-38. Power Conference in Madrid, «Electrical World», 1960, v. 154, N 2.
- 4-39. Fiala S. N., First commercial supercritical-pressure steam-electric generating unit for Philo plant, Transactions of the ASME, 1957, v. 79, N 2.
- 4-40. Campbell C. B., Franck C. C., Spahr J. C., The Eddystone superpressure unit, Transactions of the ASME, 1957, v. 79, N 6.
- 4-41. Proceeding of the American Power Conference, 1961, v. 23, p. 140—186.
- 4-42. Reese H. R., Advance developments in component design for large steam turbines, «Westinghouse Engineers», 1959, v. 19, N 4.
- 4-43. Porter G. A., Economic trends in the generation of electric energy in the Detroit Edison system, «Combustion», 1959, v. 30, N 9.
- 4-44. Fleischman J. J., Gibeling A. H., Mergy A., Miller E. R., A comparative study of a large steam turbine application for super-

critical and conventional pressures, Proceedings of the American Power Conference, 1956, v. 18.

4-45. Beyerlein H., Mitschel H., Studie über die doppelte Zwischenüberhitzung, «BWK», 1961, Bd. 13, N 7.

4-46. Rules for construction of power boilers, Boiler Code, 1959, p. 24—27.

4-47. U. Senger, «BWK», 1955, N 2.

4-48. «Power», 1960, v. 104, N 6, p. 53.

4-49. «VGB», 1962, N 80, s. 310—326.

4-50. «Combustion», 1963, v. 35, № 5, p. 24—28.

4-51. «Proceedings of the American Power Conference», 1962, v. 24, p. 437—449.

4-52. «Proceedings of the American Power Conference», 1962, v. 24, p. 292—300.

4-53. «Proceedings of the American Power Conference», 1961, v. 23, p. 87—163.

4-54. «Combustion», 1962, v. 33, N 7, p. 37—48.

4-55. «Electrical World», 1963, v. 159, N 11, p. 88—110.

4-56. «Steam electric plant construction cost and annual production expenses», Federal Power Commission, 1958—1961.

4-57. «Power», 1957, v. 101, N 12, p. 82—87.

4-58. «Power», 1958, v. 102, N 10, p. 176—183.

4-59. «Power», 1959, v. 103, N 10, p. 182—189.

4-60. «Power», 1960, v. 104, N 10, p. 164—171.

4-61. «Power», 1961, v. 105, N 10, p. 162—169.

4-62. «Power», 1962, v. 106, N 10.

4-63. «Power», 1963, v. 107, N 10.

ГЛАВА ПЯТАЯ

КОНЕЧНОЕ ДАВЛЕНИЕ, ХАРАКТЕРИСТИКИ Ч. Н. Д. И КОНДЕНСАЦИОННОГО УСТРОЙСТВА ТУРБИНЫ

5-1. Общие соображения

Обоснование конечного давления для паротурбинных агрегатов представляет собой достаточно сложную технико-экономическую задачу, требующую совместного рассмотрения и учета большого числа влияющих факторов, в частности стоимости топлива, среднегодовой температуры охлаждающей воды, стоимостных показателей конденсатора, системы водоснабжения электростанции и т. д. Особая трудность решения этой задачи состоит в том, что основные характеристики ч. н. д. и конденсационного устройства турбоустановки — удельная нагрузка выходного сечения турбины g_F , кратность охлаждения m и удельная паровая нагрузка конденсатора d_k — являются взаимосвязанными параметрами и поэтому выбор их должен проводиться совместно.

Действительно, для обеспечения более глубокого вакуума в конденсаторе (в условиях заданной температуры охлаждающей воды t_w) необходимо увеличивать либо поверхность конденсатора, либо расход охлаждающей воды, либо и то и другое. При этом вполне очевидно, что для любой расчетной величины конечного давления пара p_k могут быть выявлены оптимальные характеристики конденсатора, т. е. такие значения кратности охлаждения

и удельной паровой нагрузки, выбор которых (при заданных стоимостных показателях конденсаторных трубок и охлаждающей воды) обеспечивает минимум расчетных затрат на конденсационное устройство турбоустановки.

Однако по мере углубления вакуума наряду с увеличением теплового перепада в турбине, т. е. одновременно с повышенным термическим к. п. д. турбоустановки, резко возрастает удельный объем пара на выходе из последней ступени. Это приводит к увеличению скорости пара на выходе из турбины и, следовательно, к увеличению выходной потери. При заданной площади живого сечения последней ступени снижение конечного давления пара имеет некоторый предел, по достижении которого прирост теплового перепада на турбину полностью компенсируется увеличением выходной потери. Следовательно, в этих условиях (т. е. при $g_F = \text{idem}$) дальнейшее углубление вакуума представляется по меньшей мере бесполезным.

Вместе с тем тепловая эффективность углубления вакуума может быть существенно повышена, если наряду со снижением конечного давления пара увеличивать размеры последней ступени турбины для противодействия росту выходной потери. Однако развитие ч. н. д. и конденсационного устройства турбины не может осуществляться беспредельно и должно определяться, естественно, с учетом как конструктивных, так и экономических соображений.

Таким образом, задача сводится к выявлению рационального предела снижения расчетного конечного давления пара за счет развития ч. н. д. и конденсационного устройства турбоагрегата, т. е. по существу к определению таких значений удельной нагрузки выходного сечения турбины, кратности охлаждения и удельной паровой нагрузки конденсатора (а следовательно, и конечного давления пара), при которых применительно к некоторым заданным условиям обеспечивается минимум суммарных расчетных затрат на турбоустановку. При этом в связи с изменением располагаемой мощности агрегата в общем следует учитывать наряду с другими факторами изменение ежегодных расходов и единовременных затрат вследствие вытеснения рассматриваемой электростанцией некоторой мощности в энергосистеме.

В ряде работ [Л. 5-1—5-3] были представлены результаты исследований по определению оптимальных величин g_F , m и d_k (а также p_k) применительно к характерным исходным данным. Однако эти исследования основывались на вариантных расчетах, что, естественно, создавало трудности в выявлении принципиальных закономерностей и в получении непосредственной количественной зависимости искомых величин от основных исходных факторов. Кроме того, авторы работ ограничились решением лишь общей задачи, связанной с определением взаимосвязанных

оптимальных значений g_F , m и d_k . Вместе с тем не представлялось возможным использовать полученные результаты для решения ряда частных задач, например в случае вынужденного выбора (по конструктивным или иным соображениям) по крайней мере одной из перечисленных характеристик.

Следует подчеркнуть также, что решение задач подобного рода путем вариантных расчетов оказывается достаточно трудоемким вследствие необходимости учета большого числа влияющих факторов, значительная часть которых изменяется в весьма широких пределах.

Так, например, для исследования зависимости взаимосвязанных оптимальных величин g_F , m и d_k от основных исходных данных в общем случае, как будет показано ниже, следует учитывать 15 влияющих факторов, что требует рассмотрения свыше миллиарда вариантов. Даже для решения частных задач (применительно к некоторым конкретным условиям) необходимо выполнение значительного объема расчетов.

Следовательно, на базе вариантных расчетов практически невозможно проведение обстоятельного исследования рассматриваемого комплекса вопросов.

При выполнении же соответствующих расчетов с помощью электронно-вычислительных машин достаточно сложным может оказаться процесс обработки и обобщения полученных результатов.

Поэтому представляет интерес решение рассматриваемой задачи в общем виде.

Ниже излагается разработанный в ЦКТИ аналитический метод определения для любой совокупности исходных данных как взаимосвязанных оптимальных величин g_F , m и d_k , так и оптимальных значений двух (одной) из этих характеристик при вынужденном выборе одной (двух) из них. Этот метод сводится к рассмотрению общего уравнения, учитывающего приведенные единовременные затраты на турбоустановку ΣK (или изменение затрат $\Sigma \Delta K$ относительно некоторого базового уровня) в качестве функции параметров g_F , m и d_k , и последующему нахождению минимума данной функции. Это означает, что искомые оптимальные значения характеристик ч. н. д. и конденсатора могут быть выявлены из условия равенства нулю частных производных функций ΣK (или $\Sigma \Delta K$) по каждой из рассматриваемых характеристик.

Как будет показано в дальнейшем, на основе предложенного метода определения оптимальных характеристик ч. н. д. и конденсационного устройства турбины может быть решена важная задача, связанная с обоснованием серии унифицированных типоразмеров конденсаторов для изготавливаемых в настоящее время и намечаемых к широкому производству в ближайшие годы мощных конденсационных турбоагрегатов.

5-2. Технико-экономические показатели систем водоснабжения перспективных электростанций

а) Расчетная удельная стоимость охлаждающей воды

При обосновании экономически наивыгоднейшего конечного давления пара для турбоустановок весьма важным является определение влияния расчетной кратности охлаждения (т. е. расхода охлаждающей воды для станции заданной мощности) на стоимость электростанции.

Для этого все сравниваемые варианты электростанции, различающиеся величиной расчетного расхода воды, следует привести к одинаковому уровню полезной мощности и энергоснабжения. При сопоставлении вариантов необходимо учесть в зависимости от расчетного расхода воды не только изменение капитальных затрат на систему водоснабжения на данной станции, но и разницу в стоимости дополнительной установленной мощности, компенсирующей мощность циркуляционных насосов, а также соответствующую разницу в годовых издержках, связанных с перекачкой охлаждающей воды.

В свою очередь затраты на систему технического водоснабжения электростанции, согласно сметным данным института «Теплоэлектропроект», в общем можно классифицировать следующим образом.

1. Затраты, практически не зависящие от расчетного расхода охлаждающей воды, а определяемые в основном мощностью электростанции, т. е. тепловой нагрузкой источника водоснабжения. Эта категория затрат включает стоимость плотины, пруда-охладителя или градирен и ряда других гидротехнических сооружений. Кроме того, к ней может быть отнесена стоимость циркуляционных насосов и электрооборудования.

2. Затраты, зависящие от расчетного расхода воды. Сюда относится стоимость подводящих и отводящих каналов, напорных водоводов пристанционного узла и т. п.

Как показывает анализ проектных данных ТЭП, затраты, зависящие от расчетного расхода охлаждающей воды, имеют примерно следующий удельный вес в общей стоимости сооружений технического водоснабжения:

40% при прудовой системе водоснабжения;

50% при прямоточно-смешанной;

80% при прямоточной.

Эти величины в общем незначительно изменяются в зависимости от мощности КЭС.

В табл. 5-1 на основе сметно-финансовых расчетов института «Теплоэлектропроект» приведены показатели стоимости сооружений технического водоснабжения для ряда мощных конденсационных электростанций с различными типами системы водоснабжения. Этими данными охватываются 20 станций мощностью 1000—

Технико-экономические показатели сооружений сооружений технического водоснабжения мощных конденсационных электростанций

Условные наименования электростанций	Проектная мощность электростанций, Мвт	Система технического водоснабжения	Расчетный расход охлаждающей воды, тыс. м ³ /ч	Среднегодовая температура охлаждающей воды, °С	Напор циркуляционных насосов, м вод. ст.	Сметная стоимость основных элементов систем технического водоснабжения, млн. руб.					Полная сметная стоимость систем водоснабжения, млн. руб.	Стоимость объектов, затраты на которые зааны от расходов на оплату заводу	Удельные затраты, отнесенные к единице дефицита воды, а/г в	Удельные затраты, отнесенные к единице дефицита воды, а/г в	Удельные затраты, отнесенные к единице дефицита воды, а/г в
						гидроузлы и пр	насосная станция и пр.	подводящий канал	напорные водоводы приставочного типа	отводящий канал					
А	2400	Прудовая	320	19	—	4,38	0,4	3,74	0,42	2,37	5,88	1,5	4,7	2,8	2,8
Б	2400	Прямоточная	320	10	11	4,21	1,68	3,74	0,42	2,37	12,42	6,53	20,4	12,2	12,2
В	2400	"	320	—	—	0,54	2,64	0,22	0,43	2,05	5,90	2,70	8,5	5,1	5,1
Г*	2400	"	320	11	—	4,4	—	1,1	1,7	2,0	9,2	4,8	15,0	9,0	9,0
Д	1500	Прямотно-смешанная	200	15	15	1,28	1,98	0,84	—	0,9	5,0	1,74	8,7	5,2	5,2
Е	1500	"	200	—	9	5,0	0,4	2,2	—	2,4	10,0	4,6	23,0	13,8	13,8
Ж	1500	Прудовая	200	16	15	6,32	1,36	1,65	—	3,53	12,86	5,18	25,9	15,5	15,5
З	1500	Прямотно-смешанная	200	10	9,5	0,89	1,35	1,80	1,03	1,12	6,19	3,95	19,8	11,9	11,9
И*	1500	Прудовая	200	—	12	4,5	—	0,50	0,7	2,8	8,5	4,0	20,0	12,0	12,0
К*	1500	Прямотно-смешанная	200	—	14,5	6,9	—	1,0	1,1	2,2	11,20	4,3	21,5	12,9	12,9

* Для указанных станций все составляющие стоимости технического водоснабжения приняты по проектным данным за исключением стоимости подводящих каналов, которая в соответствии с обобщенными показателями прекурента ТЭП условно принята равной 15% от величины a для станций с прудовой системой водоснабжения и 30% от величины a — для станций с прямоточной системой водоснабжения.

Продолжение табл. 5-1

Условие наименее затратное	Потенциальная мощность электростанции, Мвт	Система технического водоснабжения	Расчетный расход охлаждающей воды, тыс. м ³ /ч	Среднегодовая температура охлаждающей воды, °С	Напор циркуляционных насосов, м вод. ст.	Сметная стоимость основных элементов систем технического водоснабжения, млн. руб.					Полная сметная стоимость систем водоснабжения, млн. руб.	Стоимость объектов, затраты на которые за счет от расхода охлаждающей воды, в млн. руб.	Удельные затраты, отнесенные к единице расхода воды, в/г	Удельные затраты, отнесенные к единице расхода воды, в/г	Удельные затраты, отнесенные к единице расхода воды, в/г
						гидроузел и пр.	насосная станция и пр.	подводящий канал	непорывные водоводы	присоединенного узла					
Л	900	Прудовая	130	—	—	3,21	1,43	0,36	0,58	1,81	7,39	2,75	21,2	12,7	12,7
М	1400	Прямоточно-смешанная	200	11	—	2,67	1,4	—	5,27	—	9,34	5,27	26,4	15,8	15,8
Н*	2200	Прудовая	300	18	10,5	5,95	—	0,43	0,88	2,0	9,26	3,31	11,0	6,6	6,6
О*	1300	»	185	—	11	9,28	—	0,40	0,34	2,3	12,32	3,04	16,4	9,8	9,8
П*	1300	»	185	13	—	3,0	—	0,31	0,12	1,92	5,35	2,35	12,7	7,6	7,6
Р	1200	»	170	—	—	2,41	1,10	0,09	0,39	0,92	7,91	1,40	8,3	5,0	5,0
С*	1200	»	170	13	13	1,13	—	0,21	0,36	0,35	2,05	0,92	5,4	3,3	3,3
Т*	1200	»	170	19	17	7,03	—	0,19	0,59	0,69	8,5	1,47	8,7	5,2	5,2
У*	1000	»	140	—	19	5,36	—	0,38	0,76	1,8	8,3	2,94	17,3	10,4	10,4
Ф*	1000	»	140	—	—	4,53	—	0,27	0,75	1,05	6,6	2,07	14,8	8,9	8,9

* Для указанных станций все составляющие стоимости технического водоснабжения приняты по проектным данным ТЭП, за исключением стоимости подводящих каналов, которая в соответствии с обобщенными показателями прекурранта ТЭП условно принята равной 15% от величины *a* для станций с прудовой системой водоснабжения и 30% от величины *a* — для станций с прудоточной системой водоснабжения.

2400 *Мвт* каждая, намеченных к вводу в ближайшие 5—10 лет. Суммарная мощность рассмотренных КЭС свыше 30 млн. *квт*. Наряду со стоимостными показателями гидротехнических сооружений в табл. 5-1 указаны и основные технико-экономические характеристики систем водоснабжения электростанций: предполагаемая среднегодовая температура охлаждающей воды и расчетный напор циркуляционных насосов.

Из приведенных в табл. 5-1 данных видно, что удельные затраты на гидротехнические сооружения (стоимость которых зависит от расхода охлаждающей воды), отнесенные к единице расхода воды, колеблются в пределах от 6—9 до 25—28 *руб·ч/м³*. Вместе с тем около 80% рассмотренных объектов имеют удельный показатель переменной составляющей вложений в систему водоснабжения, изменяющийся в более узких пределах — от 8 до 20 *руб·ч/м³*.

Поскольку при изменении расчетной кратности охлаждения в условиях неизменной мощности станции величина дополнительных затрат на систему водоснабжения изменяется в зависимости от расхода охлаждающей воды G_v не линейно, а пропорционально, согласно данным ТЭП, величине G_v в степени $\sim 0,6$, стоимость единицы дополнительного расхода охлаждающей воды при варьировании номинальной кратности охлаждения в среднем равна 5—12 *руб·ч/м³*. С учетом же стоимости дополнительной электрической мощности, необходимой для привода циркуляционных насосов, а также умноженных на срок окупаемости годовых издержек, связанных с перекачкой воды (эти затраты, отнесенные к единице расхода воды, колеблются от 4 до 8 *руб·ч/м³*), наиболее характерные значения расчетной стоимости единицы дополнительного расхода охлаждающей воды для КЭС заданной мощности (C_v) составляют 10—20 *руб·ч/м³*.¹

б) Температура охлаждающей воды

Согласно предварительным данным, электростанции, намеченные к сооружению до 1980 г., можно классифицировать по среднегодовым температурам охлаждающей воды (в процентах от суммарного ввода установленной мощности КЭС до 1980 г.) примерно следующим образом:

Станции с $t_v < 10^\circ \text{C}$	18%
» » $t_v = 10 \div 13^\circ \text{C}$	40 »
» » $t_v = 14 \div 16^\circ \text{C}$	38 »
» » $t_v > 16^\circ \text{C}$	4 »

¹ Детальное обоснование расчетной стоимости единицы дополнительного расхода охлаждающей воды для станции заданной мощности дано в приложении 1

Наиболее характерными для перспективных мощных КЭС будут, по-видимому, среднегодовые температуры охлаждающей воды 9—10, 12 и 15° С.

В табл. 5-2 приведены ориентировочные данные, иллюстрирующие распределение электростанций с различными температурами охлаждающей воды по отдельным районам Советского Союза.

Таблица 5-2

Ориентировочное распределение по районам строительства новых крупных КЭС (в процентах от суммарного ввода мощностей КЭС до 1980 г.)

Районы	Характерные среднегодовые температуры охлаждающей воды		
	до 11 °С включительно	12—13 °С	14 °С и выше
Районы средней и высокой стоимости топлива (Северо-Запад, Центр, Юг, Поволжье, Урал)	20	25	30
Районы дешевого топлива (Сибирь, Средняя Азия, Дальний Восток)	10	10	5

5-3. Оптимальная скорость охлаждающей воды в конденсаторных трубках

а) Аналитическое выражение для определения оптимальной скорости воды

Определение оптимальной скорости охлаждающей воды в конденсаторных трубках является составным элементом задачи, связанной с обоснованием экономически наимыгоднейших характеристик конденсатора — удельной паровой нагрузки и кратности охлаждения. Как известно, от расчетной скорости охлаждающей воды существенно зависит коэффициент теплопередачи в конденсаторе, что в свою очередь влияет на выбор поверхности охлаждения конденсатора.

Варьирование расчетной скорости охлаждающей воды w , непосредственно сказывается на себестоимости вырабатываемой на станции электроэнергии. Так, например, при увеличении расчетной скорости воды возрастает коэффициент теплопередачи в конденсаторе, что повышает тепловую эффективность последнего. Наряду с этим увеличивается гидравлическое сопротивление конденсатора, что снижает располагаемую мощность турбоустановки (вследствие увеличения мощности циркуляционных насосов) и приводит к возрастанию эксплуатационных расходов, связанных с перекачкой охлаждающей воды.

Таким образом, для определения оптимальной скорости воды в конденсаторных трубках необходимо проанализировать следующее общее выражение, которое представляет собой сумму составляющих приведенных удельных затрат на турбоустановку, зависящих от w_b :

$$\Sigma K = K_{к.у} + K_{эзм} + K_{экр} [\text{руб/квт}], \quad (5-1)$$

где $K_{к.у}$ — удельные затраты на конденсационное устройство турбоустановки;

$K_{эзм}$ — стоимость установленной мощности электростанции, дающей энергию для привода циркуляционных насосов;

$K_{экр}$ — произведение удельных годовых издержек, связанных с работой циркуляционных насосов, на расчетный срок окупаемости (или так называемая «капитализированная» величина годовых издержек).

Задачей исследования уравнения (5-1) является определение такого значения скорости охлаждающей воды w_b , при котором обеспечивается минимум суммарных затрат на турбоустановку.

Ниже исходя из уравнения (5-1) выводится формула, позволяющая непосредственно определить оптимальную скорость охлаждающей воды $w_b^{\text{опт}}$ в зависимости от влияющих факторов. При этом приняты следующие исходные положения.

1. Давление в конденсаторе p_k и кратность охлаждения m постоянны. Это оказывается допустимым в связи с тем, что оптимальные для некоторых заданных условий величины давления в конденсаторе и кратности охлаждения, как будет показано ниже, практически не зависят от расчетной величины w_b (в диапазоне изменения w_b от 1,4 до 2,6 м/сек).

2. Изменение коэффициента теплопередачи k пропорционально корню квадратному из величины относительного изменения скорости воды w_b .¹ Эта зависимость подтверждается многочисленными экспериментальными данными, опубликованными как в отечественной, так и в иностранной технической литературе, и соответствует обычной практике проектирования конденсаторов [Л. 5-5, 5-6, 5-15—5-17].

3. Скорость охлаждающей воды в трубках определяется выражением

$$w_b = 1,11 \cdot 10^{-6} m d_k \frac{z l d_n}{d_b^2} [\text{м/сек}], \quad (5-2)$$

¹ Принципиально возможно принять и другие законы изменения коэффициента теплопередачи в зависимости от скорости охлаждающей воды. В частности, согласно исследованиям, проведенным в ВТИ, в диапазоне температур охлаждающей воды 10—16° С коэффициент теплопередачи пропорционален величине w_b в степени 0,25—0,40 [Л. 5-4].

где m — расчетная кратность охлаждения;
 d_k — расчетная удельная паровая нагрузка конденсатора, $\text{кг/м}^2 \cdot \text{ч}$;
 z — число ходов воды в конденсаторе;
 l — активная длина конденсаторных трубок, м ;
 d_n и d_b — соответственно наружный и внутренний диаметры конденсаторных трубок, м .

Выражение (5-2) легко может быть получено исходя из следующих известных соотношений, связывающих скорость охлаждающей воды с расходом воды G_b , поверхностью охлаждения H_k и другими конструктивными параметрами конденсатора:

$$w_b = \frac{G_b}{3600 \frac{\pi d_b^2}{4} \cdot \frac{n_r}{z}} = \frac{4 G_b m z}{3600 \pi d_b^2 n_r};$$

$$H_k = \frac{10^3 G_k}{d_k} = \pi d_n l n_r. \quad (5-3)$$

Здесь G_k — расход пара в конденсатор турбоустановки, т/ч ;
 n_r — общее число конденсаторных трубок.

4. Гидравлическое сопротивление конденсатора определяется по известной формуле ЛМЗ

$$h_r = z \frac{w_b^2}{2g} \left(0,031 \frac{l}{d_b} + 1,27 \right) [\text{м вод. ст.}]. \quad (5-4)$$

С целью упрощения дальнейших преобразований это выражение удобно представить в виде одночлена

$$h_r = \mu z \frac{w_b^2}{2g} \cdot \frac{l}{d_b}, \quad (5-5)$$

где μ — некоторый коэффициент, величина которого зависит от численных значений конструктивных параметров трубок l и d_b . Использование единого осредненного значения $\mu = 0,032$ в представляющем практический интерес диапазоне изменения l от 7 до 12 м и d_b от 0,018 до 0,028 м вносит погрешность в определение величины h_r не более чем 3%.

Следствием первого исходного положения (о допустимости определения $w_b^{\text{опт}}$ в условиях $p_k = \text{idem}$ и $m = \text{idem}$) является то, что влияние скорости охлаждающей воды на затраты на конденсационное устройство может быть определено путем оценки изменения (вследствие изменения коэффициента теплопередачи k) лишь поверхности охлаждения конденсатора, т. е. стоимости собственно конденсатора. Другие составляющие стоимости конденсационного устройства при варьировании w_b можно полагать

неизменными. Следовательно, исходное уравнение (5-1) запишется в таком виде:

$$\Sigma K = K_H + K_{\text{зам}} + K_{\text{э.в.}}, \quad (5-6)$$

где K_H — удельная стоимость поверхности охлаждения конденсатора, руб/квт.

Выявим зависимость входящих в уравнение (5-6) членов от скорости охлаждающей воды w_v .

1. Удельная стоимость поверхности конденсатора определяется следующим выражением:

$$K_H = \frac{\delta C_H}{d_k}, \quad (5-7)$$

где δ — удельный расход пара в конденсатор, кг/квт·ч;

C_H — расчетная стоимость единицы поверхности конденсатора (с учетом его монтажа и соответствующих вложений в производственную базу металлургических и турбостроительных предприятий), руб/м².

Вместе с тем, согласно общему уравнению теплопередачи,

$$d_k = \frac{k \Delta t_{\text{ср}}}{\Delta i} = \frac{A \sqrt{w_v} \Delta t_{\text{ср}}}{\Delta i}, \quad (5-8)$$

где k — расчетный коэффициент теплопередачи от пара к воде, ккал/м²·ч·град;

$\Delta t_{\text{ср}}$ — среднелогарифмическая разность температур в конденсаторе, °C;

Δi — удельная теплота конденсации пара, ккал/кг;

A — некоторый коэффициент пропорциональности между k и $\sqrt{w_v}$ в условиях заданной температуры охлаждающей воды (см., например, формулу Гая и Уинстенли [Л. 5-4]).

Обозначив

$$\frac{A \Delta t_{\text{ср}}}{\Delta i} = B,$$

получим

$$d_k = B \sqrt{w_v} \quad (5-9)$$

и, следовательно,

$$K_H = \frac{\delta C_H}{B \sqrt{w_v}}. \quad (5-10)$$

2. Стоимость дополнительной мощности электростанции, дающей энергию для привода циркуляционных насосов,

$$K_{\text{зам}} = C_{\text{зам}} v_n,$$

где $C_{\text{зам}}$ — стоимость установленного киловатта компенсирующей (замещающей) электростанции, руб/квт;

$v_n = \frac{N_n}{N}$ — отношение мощности привода циркуляционного насоса к мощности турбоустановки.

Мощность, потребляемая циркуляционным насосом, как известно, определяется выражением

$$N_n = \frac{G_n(h_0 + h_r)}{367\eta_n\eta_{э.п}} = \frac{G_n m(h_0 + h_r)}{367 \cdot 10^3 \eta_n \eta_{э.п}} \text{ [квт]},$$

где h_0 — составляющая полного напора насоса, учитывающая геодезическую высоту подачи воды и внешние гидравлические сопротивления, м вод. ст.;

$|h_r|$ — гидравлическое сопротивление конденсатора, м вод. ст.;

η_n — к. п. д. насоса;

$\eta_{э.п}$ — к. п. д. электропривода насоса;

G_n — расход пара в конденсатор, кг/ч.

С учетом $\delta = \frac{G_n}{N}$ получим

$$v_n = \frac{\delta m(h_0 + h_r)}{367 \cdot 10^3 \eta_n \eta_{э.п}} \quad (5-11)$$

и, согласно (5-5) и (5-11),

$$K_{зам} = \frac{\delta m C_{зам}}{367 \cdot 10^3 \eta_n \eta_{э.п}} \left(h_0 + \mu z \frac{w_b^2}{2g} \cdot \frac{1}{d_b} \right). \quad (5-12)$$

3. Произведение годовых издержек, связанных с работой циркуляционного насоса, на расчетный срок окупаемости (или «капитализированную» величину эксплуатационных расходов) можно представить таким образом:

$$K_{э.кв} = C_n v_n, \quad (5-13)$$

где

$$C_n = \frac{b h_n c_T 10^{-3} \theta}{1 + n \theta} \text{ {руб/квт}}. \quad (5-14)$$

В последнем выражении приняты следующие обозначения:

C_n — произведение удельных годовых издержек на компенсирующей станции ¹ (отнесенных к киловатту установленной мощности) на расчетный срок окупаемости;

b — удельный расход условного топлива (нетто) на компенсирующей станции ¹, кг у. т./квт·ч;

h_n — число часов использования в течение года максимальной мощности циркуляционного насоса (или часов использования установленной мощности электростанции), ч/год;

¹ В дальнейшем будем условно полагать, что компенсирующая электростанция характеризуется теми же самыми технико-экономическими показателями, что и рассматриваемая станция.

c_T^p — расчетная стоимость топлива, т. е. стоимость топлива с учетом транспортных издержек и вложений в топливобудывающую промышленность, руб/т у. т.;

Θ — расчетный срок окупаемости, лет;

n — норма ежегодных отчислений на амортизацию, капитальный и текущий ремонт.

Подставив (5-5) и (5-11) в выражение (5-13), получим

$$K_{\text{экв}} = \frac{\delta m C_H}{367 \cdot 10^3 \eta_H \eta_{\text{э.п}}} \left(h_0 + \mu z \frac{w_B^2}{2g} \cdot \frac{l}{d_B} \right). \quad (5-15)$$

С учетом (5-10), (5-12) и (5-15) запишем исходное уравнение (5-6) следующим образом:

$$\sum K = \frac{\delta C_H}{B \sqrt{w_B}} + \frac{(C_{\text{зам}} + C_H) \delta}{367 \cdot 10^3 \eta_H \eta_{\text{э.п}}} \times \\ \times \left(m h_0 + \mu z m \frac{w_B^2}{2g} \cdot \frac{l}{d_B} \cdot \frac{1,11 \cdot 10^{-6} d_K d_H d_B}{1,11 \cdot 10^{-6} d_K d_H d_B} \right)$$

или, используя выражения (5-2) и (5-9), получим

$$\sum K = \frac{\delta C_H}{B \sqrt{w_B}} + \frac{(C_{\text{зам}} + C_H) \delta}{367 \cdot 10^3 \eta_H \eta_{\text{э.п}}} \left(m h_0 + \frac{\mu w_B^3 d_B}{21,8 \cdot 10^{-6} d_H B \sqrt{w_B}} \right),$$

т. е.

$$\sum K = \frac{\delta C_H}{B \sqrt{w_B}} + \frac{(C_{\text{зам}} + C_H) \delta}{367 \cdot 10^3 \eta_H \eta_{\text{э.п}}} \left(m h_0 + \frac{\mu d_B w_B^{2,5}}{21,8 \cdot 10^{-6} d_H B} \right). \quad (5-16)$$

С целью определения из последнего уравнения $w_B^{\text{опт}}$ приравняем нулю производную $\frac{d \sum K}{d w_B}$.

В результате

$$w_B^{\text{опт}} = \sqrt[3]{\frac{1,60 C_H \eta_H \eta_{\text{э.п}} d_H}{\mu d_B (C_{\text{зам}} + C_H)}} \text{ [м/сек]}. \quad (5-17)$$

С учетом $\mu = 0,032$ и обычно принимаемых значений $\frac{d_H}{d_B} \approx \approx 1,08$, $\eta_H = 0,85$ и $\eta_{\text{э.п}} = 0,90$ получим

$$w_B^{\text{опт}} = \sqrt[3]{\frac{41,3 C_H}{C_{\text{зам}} + C_H}} = \sqrt[3]{\frac{41,3 C_H}{C_{\text{зам}} + b h_n c_T^p 10^{-3} \frac{\Theta}{1 + n \Theta}}} \text{ [м/сек]}. \quad (5-18)$$

Из формул (5-17) и (5-18) видно, что оптимальная скорость охлаждающей воды $w_B^{\text{опт}}$ определяется главным образом удельной стоимостью поверхности конденсатора C_H , расчетной стоимостью

топлива c_T^p (определяющей величину C_u) и удельной стоимостью установленной мощности $C_{зам}$, компенсирующей мощность привода циркуляционных насосов. Вместе с тем $w_{в}^{opt}$ практически не зависит от расчетных значений m и d_n , величины внешнего гидравлического сопротивления h_0 и конструктивных параметров конденсатора: числа ходов воды z , длины конденсаторных трубок l и их диаметра d_n (d_n).

Согласно формуле (5-17), для представляющих практический интерес значений $C_H = 18 \text{ руб/м}^2$; $\eta_n = 0,85$, $\eta_{з.п} = 0,90$; $C_{зам} = 50 \text{ руб/квт}$; $h_n = 6500 \text{ ч/год}$; $\Theta = 8 \text{ лет}$ и $\mu = 0,032$ оптимальная скорость охлаждающей воды изменяется в зависимости от расчетной стоимости топлива следующим образом:

c_T^p , руб/т у. т. $w_{в}^{opt}$, м/сек $10^{-3} \text{ руб/квт год}$

3,0	2,10
8,0	1,85
13,0	1,65

В настоящее время скорость охлаждающей воды в конденсаторных трубках обычно принимается турбостроительными заводами на уровне 1,8—1,9 м/сек.

На рис. 5-1 показано влияние отклонений от $w_{в}^{opt}$ на увеличение расчетных затрат по турбоустановке. Как следует из кривых, отклонения от $w_{в}^{opt}$ на $\pm 5\%$ почти не сказываются на изменении расчетных затрат. Это означает, что принятое при выводе формулы для определения $w_{в}^{opt}$ упрощение ис-

ходящего выражения (5-4) практически не влияет на выбор $w_{в}^{opt}$. Вместе с тем при отклонениях от $w_{в}^{opt}$ на $\pm 15-20\%$ расчетные затраты на турбоустановку возрастают в среднем на 0,004—0,008 руб/квт·год.

Следует заметить, что если в качестве закона изменения коэффициента теплопередачи k в зависимости от w_n принять, например, функцию вида $k \approx A w_n^{0,33}$ (с учетом осреднения опытных данных ВТИ в диапазоне температур охлаждающей воды 10—15°С), то полученные в этом случае значения $w_{в}^{opt}$ окажутся примерно на 15% ниже соответствующих величин, определяемых с помощью формулы (5-18).

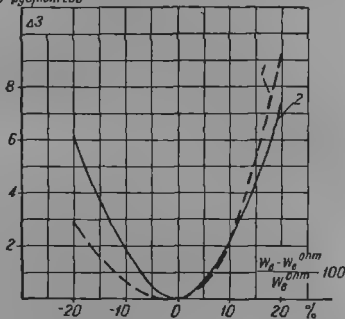


Рис. 5-1. Влияние отклонений от оптимальной скорости охлаждающей воды на перерасход расчетных затрат по турбоустановке ($C_H = 18 \text{ руб/м}^2$).

1 — $c_T^p = 13 \text{ руб/т у. т.}$; 2 — 3 руб/т у. т.

б) Оптимальная величина гидравлического сопротивления конденсатора

Как уже отмечалось выше, гидравлическое сопротивление конденсатора с достаточной степенью точности может быть определено по формуле (5-5)

$$h_r = \mu z \frac{w_b^2}{2g} \cdot \frac{l}{d_b} \text{ [м вод. ст.]}$$

Из этой формулы следует, что величина h_r зависит как от скорости охлаждающей воды, так и от конструктивных параметров конденсатора: z , l и d_b .

Вместе с тем, используя выражение (5-2), параметры z , l и d_b можно выразить через скорость охлаждающей воды w_b .

Согласно формуле (5-2),

$$\frac{zl}{d_b} = \frac{w_b}{1,11 \cdot 10^{-8} m d_k} \cdot \frac{d_b}{d_n}$$

С учетом этого выражения представим формулу (5-5) в виде

$$h_r = \frac{\mu w_b^3}{1,11 \cdot 10^{-8} g m d_k} \cdot \frac{d_b}{d_n} \quad (5-5')$$

Отсюда следует, что оптимальная (применительно к некоторым условиям) величина гидравлического сопротивления конденсатора зависит главным образом от соответствующих оптимальных величин скорости охлаждающей воды $w_b^{\text{опт}}$ и характеристик конденсатора $m_{\text{опт}}$ и $d_k^{\text{опт}}$.

Подставим в формулу (5-5') выражения, определяющие зависимость $w_b^{\text{опт}}$, $m_{\text{опт}}$ и $d_k^{\text{опт}}$ от исходных факторов.

Согласно (5-17),

$$w_b^{\text{опт}} = \sqrt[3]{\frac{1,60 C_H \eta_n \eta_{э.п} d_n}{\mu (C_{звм} + C_n) d_b}}$$

Зависимость же оптимальных характеристик конденсатора от исходных факторов, как будет показано ниже [см. формулу (5-35)], можно выразить таким образом:

$$m_{\text{опт}} d_k^{\text{опт}} = 0,63 k \sqrt{\frac{C_H}{C_n}},$$

где k — расчетный коэффициент теплопередачи в конденсаторе, $\text{ккал/м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{град}$;

C_b — расчетная стоимость единицы дополнительного расхода охлаждающей воды для станции заданной мощности (см. § 5-2), $\text{руб} \cdot \text{ч/м}^3$.

После подстановки в формулу (5-5') выражений (5-17) и (5-35) с учетом $\eta_n = 0,85$ и $\eta_{э.п} = 0,90$ получим

$$h_r^{\text{опт}} = \frac{116 500 \sqrt{C_H C_b}}{k (C_{звм} + C_n)} \text{ м вод. ст.} \quad (5-5'')$$

Таким образом, оптимальная величина гидравлического сопротивления конденсатора определяется главным образом удельными стоимостными показателями конденсатора (C_H), охлаждающей воды (C_B), топлива (C_T^P) и установленной мощности, компенсирующей мощность привода циркуляционного насоса ($C_{звм}$), а также значением расчетного коэффициента теплопередачи k .

В соответствии с формулой (5-5') при характерных современных значениях $C_H = 18 \text{ руб/м}^2$, $C_B = 15 \text{ руб/ч/м}^3$ и $C_{звм} = 50 \text{ руб/квт}$ оптимальная величина гидравлического сопротивления конденсатора $h_T^{\text{опт}}$ изменится в зависимости от расчетной стоимости топлива C_T^P следующим образом:

$C_T^P \text{ руб/т у. т.}$	$h_T^{\text{опт}}, \text{ м вод. ст.}$
3	9,0—9,5
8	6,0—6,5
13	4,8—5,3

При этом величина коэффициента теплопередачи k вычислится с учетом формулы (5-17) и зависимости $k = f(w_B^{\text{опт}}, t_B)$, приведенной, например, в [Л 5-7].

В настоящее время для всех мощных турбоустановок независимо от условий их эксплуатации принимается единая расчетная величина гидравлического сопротивления конденсатора, приблизительно равная 4 м вод. ст. Связанный с этим перерасход расчетных затрат, согласно формуле (5-5') и рис. 5-1, составляет в среднем 0,004—0,006 руб/квт·год.

5-4. Оптимальные характеристики конденсационного устройства при заданном давлении в конденсаторе

а) Методика определения оптимальных характеристик конденсатора

При решении комплексной технико-экономической задачи, связанной с обоснованием вакуума и основных характеристик ч. н. д. и конденсационного устройства турбины в зависимости от совокупности влияющих факторов, весьма важным этапом является определение оптимальных величин кратности охлаждения m и удельной паровой нагрузки конденсатора d_k применительно к любому заданному давлению в конденсаторе p_k . Необходимость решения этой частной задачи обусловлена тем, что сопоставление вариантов турбоустановок, различающихся расчетным вакуумом, может быть объективным лишь при выборе для каждого из рассматриваемых вариантов агрегатов (т. е. для каждого расчетного значения p_k) оптимальных характеристик конденсатора m и d_k .

Эта задача может быть решена аналитическим путем.

Температура насыщения в конденсаторе в общем виде определяется выражением

$$t_n = t_b + \Delta t + \delta t, \quad (5-19)$$

где t_v — начальная температура охлаждающей воды;

Δt — величина подогрева охлаждающей воды в конденсаторе;

δt — конечный температурный напор в конденсаторе, представляющий собой разность между температурой насыщения в конденсаторе и температурой охлаждающей воды на выходе из него.

В свою очередь, как известно [Л. 5-7],

$$\Delta t = \frac{\Delta i}{cm} \text{ и } \delta t = \frac{\Delta t}{\frac{k}{e^{md_k}} - 1}.$$

Поскольку теплоемкость воды для принятых условий ($t_v < 30^\circ \text{C}$) равна единице, параметр c в дальнейшем из рассмотрения исключается. Влияние же его на размерность приводимых ниже выражений учитывается.

С учетом сделанных замечаний запишем исходное выражение (5-19) в виде

$$t_n = t_v + \frac{\Delta i}{m} \cdot \frac{\frac{k}{e^{md_k}}}{\frac{k}{e^{md_k}} - 1}. \quad (5-20)$$

Обозначим

$$\frac{\Delta i}{m} \cdot \frac{\frac{k}{e^{md_k}}}{\frac{k}{e^{md_k}} - 1} = \Delta t^* \quad (5-21)$$

и назовем параметр Δt^* расчетным температурным напором в конденсаторе (по существу эта величина представляет собой температурный напор между паром и водой на входе в конденсатор).

Используя выражение (5-21), получим

$$t_n = t_v + \Delta t^*. \quad (5-19')$$

В дальнейшем при решении задачи, связанной с обоснованием расчетной температуры насыщения в конденсаторе (или, что то же, конечного давления пара), под величиной t_v будем подразумевать среднегодовую температуру охлаждающей воды. Это значение температуры воды с достаточной надежностью может быть принято в качестве исходного параметра для обоснования расчетного конечного давления пара, т. е. расчетной температуры насыщения в конденсаторе (см. приложение VI).

Как видно из последнего выражения, выбор расчетного значения температуры насыщения (или расчетного давления) в конденсаторе при заданной величине t_v должен сводиться по существу к технико-экономическому обоснованию параметра Δt^* (решению этой задачи посвящены § 5-6 и 5-7).

Вместе с тем, как уже отмечалось, выбору оптимального давления в конденсаторе (или $\Delta t_{\text{онт}}^*$) должно предшествовать решение задачи, связанной с определением экономически наимыгоднейших величин m и d_k применительно к любому заданному значению p_k (или Δt^*).

Для решения этой задачи рассмотрим уравнение, характеризующее сумму удельных капиталовложений в конденсационное устройство турбоустановки,

$$K_{k,y} = \delta \left(\frac{C_H}{d_k} + \frac{C_{вм}}{10^3} \right) [\text{руб/квт}], \quad (5-22)$$

где δ — удельный расход пара в конденсатор, $\text{кг/квт}\cdot\text{ч}$;

$C_{в}$ — расчетная стоимость единицы дополнительного расхода охлаждающей воды на КЭС заданной мощности при переменной номинальной кратности охлаждения, $\text{руб}\cdot\text{ч/м}^3$ ($\text{руб}\cdot\text{ч/т}$).

Уравнение (5-22), несмотря на наличие в нем двух независимых параметров m и d_k , при данной постановке задачи, т. е. при условии $p_k = \text{const}$ (или $\Delta t^* = \text{const}$), является в сущности функцией одного параметра. В самом деле, как следует из уравнения (5-21), при заданной величине расчетного температурного напора Δt^* для каждого фиксированного значения k (которое является в основном функцией скорости воды в конденсаторных трубках) существует однозначная зависимость между m и d_k . Однако уравнение (5-21) оказывается слишком громоздким и сложным для выражения этой зависимости в явном виде.

Между тем рассматриваемая зависимость, как показал ее анализ, может быть преобразована следующим образом. Построим графики вида

$$\frac{\frac{m}{e^{md_k}}}{\frac{k}{e^{md_k} - 1}} = f(md_k)$$

для ряда фиксированных значений k (рис. 5-2). Согласно рис. 5-2, в представляющем интерес диапазоне значений k от 1900 до 2700 $\text{ккал/м}^2\cdot\text{ч}\cdot\text{град}$ и произведений md_k от 1000 до 2600 $\text{кг/м}^2\cdot\text{ч}$ исследуемые зависимости имеют практически линейный характер. Более того, графики, изображенные на рис. 5-2, в указанном диапазоне изменения исходных данных с большой степенью точности (погрешность до $\pm 2\%$) могут быть описаны единым уравнением вида

$$\frac{\frac{k}{e^{md_k}}}{\frac{k}{e^{md_k} - 1}} = r + smd_k, \quad (5-23)$$

где

$$\left. \begin{aligned} r &= 0,596 + 0,640 \cdot 10^{-4} k; \\ s &= (8,60 - 2,12 \cdot 10^{-3} k) \cdot 10^{-4}. \end{aligned} \right\} \quad (5-24)$$

С учетом выражения (5-23) уравнение (5-21) записывается таким образом:

$$\Delta t^* = \Delta i \left(\frac{r}{m} + s d_k \right). \quad (5-25)$$

Подставив в исходное уравнение (5-22) значение d_k из выражения (5-25) и приравняв нулю производную $\frac{d k_{\text{к.у.}}}{dm}$, после несложных преобразований получим

$$\frac{C_H}{C_B} = \frac{10^3 \Delta i^2 r s}{(m_{\text{опт}} \Delta t^* - \Delta i r)^2}, \quad (5-26)$$

откуда

$$m_{\text{опт}} = \frac{\Delta i \left(\sqrt{\frac{10^3 C_H r s}{C_B}} + r \right)}{\Delta t^*}. \quad (5-27)$$

Следует заметить, что в процессе дифференцирования уравнения (5-22) после подстановки в него выражения (5-25) коэффициент теплопередачи k , определяющий параметры r и s , предполагается не зависящим от m . Это допустимо потому, что в представляющем интерес диапазоне изменения расчетной кратности охлаждения m от 30 до 70 величина коэффициента теплопередачи снижается всего на 3%. Как показывают расчеты, принятое допущение практически не влияет на точность определения оптимальных величин m и d_k .

Введем обозначение

$$\sqrt{\frac{10^3 C_H r s}{C_B}} + r = R. \quad (5-28)$$

Согласно анализу этого выражения, в рассматриваемом диапазоне значений $C_H = 15 \div 25 \text{ руб/м}^2$ и $C_B = 10 \div 30 \text{ руб} \cdot \text{ч/м}^3$ (т. е. при отношениях $C_H/C_B = 0,5 \div 2,5$) параметр R практически не зависит от коэффициента теплопередачи в пределах изменения k от 1900 до 2700 ккал/м²·ч·град. Соответствующие расчеты приведены в табл. 5-3.

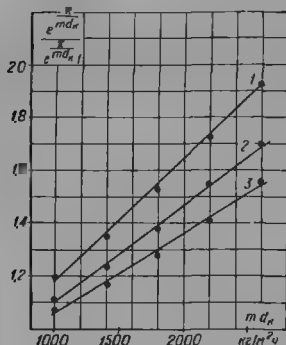


Рис. 5-2. Зависимость параметра

$\frac{k}{e^{\frac{m d_k}{k}} - 1}$ от произведения $m d_k$.

1 — $k = 1900$ ккал/м²·ч·град; 2 — 2300 ккал/м²·ч·град; 3 — 2700 ккал/м²·ч·град.

Таблица 5-3

Значения параметра R в зависимости от отношения C_H/C_B и величины расчетного коэффициента теплопередачи k

C_H/C_B , $\text{м}^3/\text{м}^2 \cdot \text{ч}$	Значение R при k , $\text{ккал}/\text{м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{град}$			Среднее значение R
	1900	2300	2700	
0,4	1,090	1,076	1,067	1,078
0,7	1,206	1,184	1,163	1,184
1,0	1,301	1,270	1,221	1,264
1,3	1,382	1,343	1,307	1,344
1,6	1,454	1,410	1,365	1,410
2,0	1,542	1,488	1,436	1,489
2,5	1,623	1,570	1,514	1,569

Кривая осредненных значений R представлена на рис. 5-3. Согласно расчетам, в диапазоне изменения отношения C_H/C_B

от 0,5 до 2,5 зависимость $R = f(C_H/C_B)$ с большой степенью точности (погрешность до $\pm 2\%$) может быть аппроксимирована прямой линией, которая описывается уравнением

$$R = 1 + 0,245 \frac{C_H}{C_B}. \quad (5-29)$$

В соответствии с формулой (5-27) параметр R имеет размерность $\text{кг} \cdot \text{град}/\text{ккал}$.

Из выражений (5-27) и (5-28) получим

$$m_{\text{опт}} = \frac{\Delta I R}{\Delta i^*}. \quad (5-30)$$

Практическая независимость параметра R , а значит, и $m_{\text{опт}}$ от коэффициента теплопередачи k (являющегося в значительной степени функцией скорости охлаждающей воды w_B) служит, в частности, достаточным основанием для принятого при выводе формулы (5-17) допущения о том, что $w_B^{\text{опт}}$ можно определять при условии $m = \text{idem}$.

Найдем из уравнений (5-25) и (5-27) оптимальную удельную паровую нагрузку конденсатора:

$$d_k^{\text{опт}} = \frac{\sqrt{\frac{10^3 C_{Hf}}{C_B s}} \Delta i^*}{\Delta i R}. \quad (5-31)$$

Анализ выражения $\sqrt{\frac{r}{s}} = f(k)$ показывает, что в диапазоне изменения k от 1900 до 2700 ккал/м²·ч·град

$$\sqrt{\frac{r}{s}} \approx 0,020k. \quad (5-32)$$

Следовательно,

$$d_{\kappa}^{\text{опт}} = \frac{0,63k \sqrt{\frac{C_H}{C_B}} \Delta t^*}{\Delta i R}. \quad (5-33)$$

С учетом уравнений (5-19') и (5-29) оптимальные характеристики конденсатора при заданном давлении p_{κ} могут быть определены по следующим формулам:

$$m_{\text{опт}} = \frac{\Delta i \left(1 + 0,245 \frac{C_H}{C_B}\right)}{t_{\text{н}}^{\text{опт}} - t_{\text{в}}}$$

и

$$d_{\kappa}^{\text{опт}} = \frac{0,63k \sqrt{\frac{C_H}{C_B}} (t_{\kappa}^{\text{опт}} - t_{\text{в}})}{\Delta i \left(1 + 0,245 \frac{C_H}{C_B}\right)}. \quad (5-34)$$

Таким образом, оптимальные характеристики конденсатора $m_{\text{опт}}$ и $d_{\kappa}^{\text{опт}}$ (применительно к заданным величинам p_{κ} (t_{κ}), $t_{\text{в}}$ и k) однозначно определяются удельными стоимостными показателями элементов конденсационного устройства $C_{\text{н}}$ и $C_{\text{в}}$,

Рис. 5-4. Зависимость оптимальных характеристик конденсатора $m_{\text{опт}}$ и $d_{\kappa}^{\text{опт}}$ от отношения $C_{\text{н}}/C_{\text{в}}$.

— $\Delta t^* = 13^{\circ}\text{C}$; — 17°C .

и притом не абсолютными значениями этих показателей, а их отношением. В качестве примера на рис. 5-4 для значений $\Delta t^* = 13$ и 17°C и $k = 2300$ ккал/м²·ч·град построены кривые, иллюстрирующие зависимость $m_{\text{опт}}$ и $d_{\kappa}^{\text{опт}}$ от отношения $C_{\text{н}}/C_{\text{в}}$.

При рассмотрении выражений (5-34) обращает на себя внимание то обстоятельство, что произведение оптимальных характеристик конденсатора $m_{\text{опт}}$ и $d_{\kappa}^{\text{опт}}$ при заданном давлении пара в конденсаторе имеет определенную величину, не зависящую от этого давления (т. е. от выбора параметра Δt^*):

$$m_{\text{опт}} d_{\kappa}^{\text{опт}} = 0,63k \sqrt{\frac{C_{\text{н}}}{C_{\text{в}}}}. \quad (5-35)$$

Это означает, что при заданных величинах C_H , C_v и k произведение $m_{\text{опт}} d_k^{\text{опт}} = \text{const}$, следовательно,

$$\frac{G_v^{\text{опт}}}{H_k^{\text{опт}}} = \text{const} \text{ и } \frac{\Delta G_v^{\text{опт}}}{\Delta H_k^{\text{опт}}} = \text{const},$$

где G_v и H_k — соответственно расход циркуляционной воды и поверхность охлаждения конденсатора.

Таким образом, при варьировании параметра Δt^* (т. е. p_k), при заданных величинах C_H , C_v и k , нельзя произвольно изменять поверхность охлаждения конденсатора или расход циркуляционной воды. Экономически наиболее выгодно изменять пропорционально и поверхность конденсатора и расход охлаждающей воды.¹

б) Минимальные затраты на конденсационное устройство турбоустановки

На основе полученных выше выражений для оптимальных значений кратности охлаждения и удельной паровой нагрузки конденсатора представляется возможным определить минимальные затраты на конденсационное устройство, обеспечивающее при $t_v = t_{\text{дем}}$ заданное конечное давление пара.

Подставив выражения (5-30) и (5-31) в исходное уравнение (5-22), получим

$$K_{\text{к. у}}^{\text{мин}} = \delta \left(\frac{C_H \Delta i R}{0,63k \sqrt{\frac{C_H}{C_v}} \Delta t^*} + \frac{\Delta i R C_v}{10^3 \Delta t^*} \right)$$

или

$$K_{\text{к. у}}^{\text{мин}} = \frac{\delta \Delta i C_{\text{к. у}}}{10^3 \Delta t^*}, \quad (5-36)$$

где

$$C_{\text{к. у}} = R \left(\frac{1530 \sqrt{C_H C_v}}{k} + C_v \right) [\text{руб.} \cdot \text{ч. град/ккал}]. \quad (5-37)$$

Параметр $C_{\text{к. у}}$, как видно из выражения (5-37), является функцией удельных стоимостных показателей C_H и C_v и расчетного коэффициента теплопередачи k . Этот параметр характеризует минимальную (при заданных величинах C_H , C_v и k) стоимость конденсационного устройства, требующегося для восприятия в конденсаторе тепла в количестве 1 ккал/ч при расчетном тем-

¹ Фактически при варьировании расчетного расхода воды (в условиях сохранения постоянной ее скорости $w_v^{\text{опт}}$) коэффициент теплопередачи не остается строго постоянным вследствие изменения средней температуры воды в трубках. Однако это изменение k весьма незначительно и составляет всего 2—3% при изменении расхода воды вдвое.

пературном напоре Δt^* , равном 1°C . Вычисленные значения параметра $C_{k, y}$ для представляющих практический интерес величин C_H , C_B и k приведены на рис. 5-5.

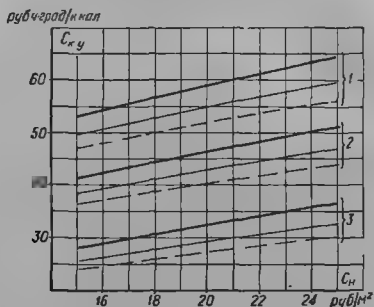


Рис. 5-5. Зависимость параметра $C_{k, y}$ от стоимостных показателей элементов конденсационного устройства и коэффициента теплопередачи.

1 — $C_B = 30$ руб·ч/м², 2 — 20 руб·ч/м²; 3 — 10 руб·ч/м².
 — $k = 1900$ ккал/м²·ч·град, — — — — — 2300
 ккал/м²·ч·град; — — — — — 2700 ккал/м²·ч·град.

в) Последовательность расчета

по определению оптимальных характеристик конденсатора и степень его точности

На основе изложенной выше методики представляется возможным провести расчет по определению $m_{\text{опт}}$ и $d_k^{\text{опт}}$ при заданных величинах p_k и других исходных факторов в такой последовательности.

1. Исходя из величин s_t^p , $C_{\text{зам}}$, C_H , Θ и других, по формуле (5-17) или (5-18) вычислить $w_a^{\text{опт}}$.

2. На основе заданных значений C_H и C_B определить параметр R .

3. В соответствии с заданными величинами p_k (t_n) и t_b вычислить расчетный температурный напор Δt^* и затем — оптимальную кратность охлаждения $m_{\text{опт}}$.

4. По температуре охлаждающей воды на входе в конденсатор и выявленной в п. 1 величине $w_a^{\text{опт}}$ на основе известных номограмм найти теоретический коэффициент теплопередачи k_0 и затем с учетом принимаемых коэффициентов, характеризующих чистоту и диаметр трубок и относительную эффективность теплопередачи (при использовании нелатунных трубок), определить расчетный коэффициент теплопередачи k .

5. Исходя из найденных величин R , Δt^* и k вычислить оптимальную удельную паровую нагрузку конденсатора $d_{\text{к}}^{\text{опт}}$.

При рассмотрении предлагаемого метода определения оптимальных характеристик конденсатора следует иметь в виду, что большинство зависимостей, используемых при выводе окончательных формул [например, зависимости (5-23), (5-32) и др.] представляют собой обобщения для некоторого ограниченного, хотя и достаточно широкого диапазона значений влияющих факторов. Очевидно, что конечный результат можно получить тем более точным, чем уже диапазон изменения исходных величин, а это может быть лишь при расчете применительно к некоторым конкретным условиям. Если же расчетные величины $t_{\text{в}}$, k и отношения $C_{\text{Н}}/C_{\text{в}}$ выходят за границы рассмотренных выше их значений, то уравнения типа (5-23) следует скорректировать в соответствии с предлагаемым принципом решения исследуемой задачи применительно к конкретным исходным данным.

Вместе с тем принятые упрощения ряда исходных выражений, которые, естественно, вносят некоторые погрешности в окончательные результаты, представляются вполне допустимыми, ибо, как показывают расчеты (рис. 5-6), отклонения расчетных величин m и $d_{\text{к}}$ от соответствующих оптимальных значений на $\pm 5\%$ практически не влияют на суммарную стоимость конденсационного устройства турбоустановки. Это позволяет при выборе данных характеристик в известных пределах отклоняться от оптимума с учетом конструктивных соображений. Существенное влияние на окончательный выбор характеристик конденсатора могут оказать компоновочные и некоторые иные соображения.

На основе графиков рис. 5-6 можно судить также о степени точности предлагаемого метода определения оптимальных характеристик конденсатора. Как видно из графиков, погрешности,

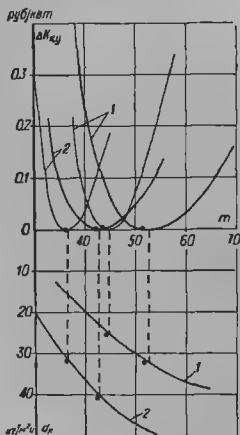


Рис. 5-6. Изменение суммарных капиталовложений в конденсационное устройство турбоустановки в зависимости от принимаемых характеристик конденсатора

1 — $\Delta t^* = 14,4^\circ \text{C}$; $k = 2200 \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{град}$.
2 — $\Delta t^* = 17,5^\circ \text{C}$; $k = 2300 \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{град}$

$C_{\text{в}} = 10 \text{ руб} \cdot \text{ч/м}^3$; $C_{\text{Н}} = 15 \text{ руб/м}^3$;
 $C_{\text{в}} = 20 \text{ руб/м}^3$; $C_{\text{Н}} = 30 \text{ руб} \cdot \text{ч/м}^3$. На кривых точками показаны расчетные значения $m_{\text{опт}}$ и $d_{\text{к}}^{\text{опт}}$, вычисленные по формулам (5-27) и (5-33).

связанные с использованием этого метода, составляют не более $\pm 2\%$ относительно соответствующих точных величин, что практически не приводит к перерасходу расчетных затрат на турбоустановку по сравнению с оптимальным вариантом.

5-5. Изменение мощности турбины в зависимости от конечного давления пара и удельной нагрузки выходного сечения

При исследовании зависимости мощности турбоустановки от давления в конденсаторе p_k и удельной нагрузки выходного сечения последней ступени g_F возникают по крайней мере два вопроса:

1. Какое влияние на характер изменения мощности турбины в зависимости от p_k и g_F оказывает конструктивное выполнение последней ступени, т. е. применение простого или «полупоршневого» выхода (с двухъярусными предпоследними лопатками)?

2. Следует ли при исследовании рассматриваемой зависимости выявлять оптимальные для различных условий конструкции последней ступени или же приемлемые результаты могут быть получены на базе использования некоторой существующей ступени?

Для выяснения этих вопросов были проведены расчеты, результаты которых отражены на рис. 5-7 и 5-8. Как следует из графиков рис. 5-7, оба рассмотренных варианта конструктивного выполнения последней ступени дают практически одинаковые результаты при одной и той же удельной нагрузке выходного сечения турбины.

На рис. 5-8 показано влияние на зависимость $\frac{\Delta N}{N} = f(p_k, g_F)$ расчетной величины конечного давления пара, т. е. такого значения p_k , которому соответствует расчетный режим работы последней ступени. При этом кривые, построенные для $p_{k.p} = 0,035 \text{ атм}$, отвечают обычным расчетным параметрам последних ступеней крупных отечественных турбин; кривые же, характеризующие значения $p_{k.p} = 0,025$ и $0,050 \text{ атм}$, соответствуют последним ступеням с меньшим или большим расчетным тепловым перепадом по сравнению со ступенью, имеющей $p_{k.p} = 0,035 \text{ атм}$.

Из графиков рис. 5-8 следует, что чем ниже расчетное давление в конденсаторе, тем большую крутизну имеют кривые мощности. Такой результат является естественным следствием более значительного относительного изменения располагаемого теплового перепада в ступенях с более глубоким расчетным вакуумом.

Для выявления количественного влияния расчетного вакуума на величину выработки электроэнергии турбиной в течение года были выполнены расчеты применительно к ряду характерных графиков изменения температуры охлаждающей воды (табл. 5-4).

Оказалось, что наибольшую выработку электроэнергии за год в рассмотренных условиях обеспечивает вариант турбоустановки, для которого принято $p_{к.р} = 0,035 \text{ ата}$. Это означает, что исследование зависимости мощности турбины от конечного давления пара и удельной нагрузки выходного сечения целесообразно и

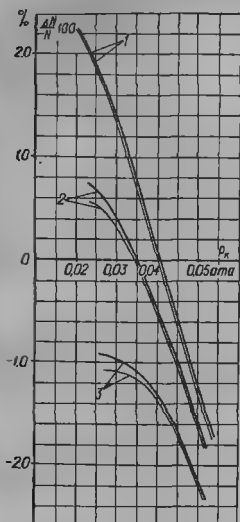


Рис. 5-7. Относительное изменение мощности турбины на 240 ата, 580/565° С в зависимости от давления в конденсаторе при различном конструктивном выполнении последней ступени.

1 — $g_F = 15 \text{ т/м}^2 \cdot \text{ч}$; 2 — $22,5 \text{ т/м}^2 \cdot \text{ч}$; 3 — $30 \text{ т/м}^2 \cdot \text{ч}$; — — — — — простой выхлоп; — — — — — «полутурбинный» выхлоп.

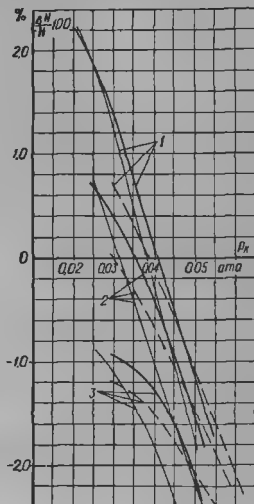


Рис. 5-8. Относительное изменение мощности турбины на 240 ата, 580/565° С в зависимости от давления в конденсаторе при различных значениях расчетной величины этого давления.

1 — $g_F = 15 \text{ т/м}^2 \cdot \text{ч}$; 2 — $22,5 \text{ т/м}^2 \cdot \text{ч}$; 3 — $30 \text{ т/м}^2 \cdot \text{ч}$; — — — — — $p_{к.р} = 0,035 \text{ ата}$; — — — — — $0,050 \text{ ата}$.

практически удобно проводить на базе последней ступени какого-либо из отечественных турбоагрегатов, рассчитанной на $p_{к.р} = 0,035 \text{ ата}$, с сохранением для номинальных условий всех конструктивных характеристик данной ступени. В частности, приведенные в литературе [Л. 5-1, 5-2, 5-10] результаты расчетов основываются на рассмотрении последних ступеней турбин типа К-200-130 и К-300-240.

Таблица 5-4

Относительное изменение мощности турбины $\Delta N/N$ (в процентах) против варианта, характеризующегося $p_{к.р} = 0,035 \text{ ата}$

Сезонные значения температуры воды, конечного давления пара и длительности переводов	Удельная нагрузка выходного сечения турбины, $\text{т/м}^2 \cdot \text{ч}$								
	15,0			22,5			30,0		
	Расчетное конечное давление пара $p_{к.р}$, ата								
	0,025	0,035	0,050	0,025	0,035	0,050	0,025	0,035	0,050
При $t_{в} = 10^{\circ}\text{C}$ $t_1 = 5^{\circ}\text{C}$ $p_{к1} = 0,023 \text{ ата}$ $h_1 = 2000 \text{ ч/год}$	0	—	—1,0	0,10	—	—0,50	0,12	—	—0,25
$t_2 = 8,5^{\circ}\text{C}$ $p_{к2} = 0,030 \text{ ата}$ $h_2 = 3500 \text{ ч/год}$	—0,15	—	—0,65	—0,25	—	—0,40	—0,15	—	0,25
$t_3 = 21^{\circ}\text{C}$ $p_{к3} = 0,060 \text{ ата}$ $h_3 = 1500 \text{ ч/год}$	—0,65	—	0,30	—0,60	—	0,35	—0,60	—	0,60
Средневзвешенное значение мощности турбины $(\Delta N/N)_{\text{ср. взв}}$									
	—0,21	—	—0,55	—0,25	—	—0,27	—0,23	—	—0,15
При $t_{в} = 15^{\circ}\text{C}$ $t_1 = 8^{\circ}\text{C}$ $p_{к1} = 0,027 \text{ ата}$ $h_1 = 2000 \text{ ч/год}$	—0,05	—	—0,80	—0,15	—	—0,45	—0,25	—	—0,25
$t_2 = 12^{\circ}\text{C}$ $p_{к2} = 0,034 \text{ ата}$ $h_2 = 2000 \text{ ч/год}$	—0,25	—	—0,45	—0,45	—	—0,35	—0,35	—	—0,25
$t_3 = 25^{\circ}\text{C}$ $p_{к3} = 0,070 \text{ ата}$ $h_3 = 2000 \text{ ч/год}$	—1,0	—	0,50	—0,70	—	0,65	—0,60	—	0,75
Средневзвешенное значение мощности $(\Delta N/N)_{\text{ср. взв}}$									
	—0,43	—	—0,25	—0,43	—	—0,03	—0,40	—	0,12

В общем выявление зависимости мощности турбоагрегата от вакуума и удельной нагрузки выходного сечения g_F связано с трудоемкими вариантными расчетами. При этом, как уже отмечалось в литературе [Л. 5-1—5-3], требуется учет влияния переменного p_k на величину расхода пара в первый (по ходу питательной воды) регенеративный подогреватель, а также на величину средней влажности пара на последней ступени. Влиянием же на тепловую экономичность турбоустановки изменения суммарного расхода пара на регенерацию в связи с переменным расходом пара в п. н. д. № 1, как показали расчеты, проведенные в ЦКТИ, ЭНИН и на ЛМЗ, вполне можно пренебречь.

С целью упрощения обычно применяемой в данном случае системы расчетов ниже предлагается общий метод определения относительного изменения мощности турбины в зависимости от p_k и g_F . Сущность этого метода заключается в следующем.

Допустим, что расчетным путем выявлена зависимость вида $\Delta N/N = f(p_k)$ для некоторой конкретной ступени, например для последней ступени турбины К-300-240 с лопатками длиной 960 мм. График этой зависимости показан на рис. 5-9. Предположим далее, что данная ступень работает в условиях другой, отличной от расчетной, удельной нагрузки выходного сечения g_F и имеет конечное давление p_k . Очевидно, что на исходной кривой всегда можно найти точку, соответствующую такому конечному давлению p_{k0} , которое отвечало бы условию

$$\frac{p_{k0}}{p_k} = \frac{g_{F0}}{g_F} = C,$$

где C — некоторый постоянный коэффициент.

В этом случае рассматриваемый произвольный режим и режим, отвечающий выбранной указанным образом точке на исходной кривой, будут характеризоваться одинаковыми значениями объемного расхода пара, располагаемого теплового перепада на последнюю ступень и других характеристик, т. е. одинаковыми значениями к. п. д. на ободе последней ступени $\eta_{об}$.

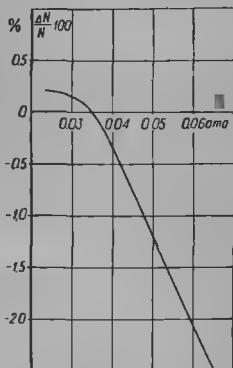


Рис. 5-9. Относительное изменение мощности турбины К-300-240 в зависимости от вакуума ($l_n = 960$ мм, $g_{F0} = 25,5$ т/м²·ч).

Очевидно, что точке с параметрами g_{F0} и p_{k0} на исходной кривой может соответствовать множество подобных¹ режимов (различающихся значениями g_F и p_k), применительно к которым выполняется условие

$$\frac{p_{k1}}{g_{F1}} = \frac{p_{k0}}{g_{F0}} = C.$$

Аналогичным образом можно найти подобные режимы для любой точки исходной кривой (т. е. для различных значений p_{k0}) и в результате построить в координатах $\frac{\Delta N}{N} - p_k$ серию кривых, различающихся расчетной удельной нагрузкой g_F и имеющих в подобных точках одинаковые значения η_{os} .

Однако подобные режимы отличаются друг от друга величиной потерн от влажности и расходом пара в п. н. д. № 1, которые зависят от абсолютного значения конечного давления пара. Следовательно, подобные режимы будут характеризоваться различной величиной внутреннего относительного к. п. д. последней ступени (вследствие неодинаковой конечной влажности пара) и различной мощностью последней ступени (вследствие различий в расходе пара на п. н. д. № 1 и в величине внутреннего относительного к. п. д. η_{os}).

При переходе от рассматриваемого исходного режима к некоторому подобному режиму (т. е. при условии пропорционального изменения конечного давления пара и удельной нагрузки выходного сечения турбины) располагаемая мощность агрегата изменится на величину

$$\Delta N = N_{п.с} - N_{п.с0} \pm \Delta N^* \text{ [квт]}, \quad (5-38)$$

где $N_{п.с}$ — мощность последней ступени при рассматриваемом подобном режиме;

$N_{п.с0}$ — мощность последней ступени при рассматриваемом исходном режиме;

ΔN^* — изменение мощности турбоагрегата, отвечающее изменению располагаемого теплового перепада на турбину в интервале конечных давлений $\Delta p_k = p_k - p_{k0}$.

В более развернутом виде выражение (5-38) можно записать таким образом:

$$\Delta N = \frac{(G_{k0} \pm \Delta G_n) h_{p0} \eta_{ot}}{860} - \frac{G_{k0} h_{p0} \eta_{ot0}}{860} \mp \frac{G_{k0} \Delta h_p \eta_{ot}}{860} \text{ [квт]}, \quad (5-39)$$

где G_{k0} — расход пара на последнюю ступень при исходном режиме, кг/ч;

¹ Излагаемые далее рассуждения базируются в значительной степени на известном принципе построения универсальных кривых поправок на вакуум, предложенном А. С. Зильберманом и Г. С. Смоляровым («Теплосиловое хозяйство», 1939, № 7)

- ΔG_n — изменение расхода пара в п. н. д. № 1 при подобном режиме (относительно исходного);
- $G_{k0} \pm \Delta G_n$ — расход пара на последнюю ступень при подобном режиме;
- h_{p0} — располагаемый тепловой перепад на последнюю ступень при рассматриваемых исходном и подобном режимах;
- η_{o10} и η_{o1} — внутренние относительные к. п. д. последней ступени соответственно при исходном и подобном режимах;
- Δh_p — изменение располагаемого теплового перепада на турбину в диапазоне изменения конечного давления пара $\Delta p_k = p_k - p_{k0}$;
- η_{o1}^* — внутренний относительный к. п. д., с которым на ступенях, предшествующих последней, используется приращение располагаемого перепада Δh_p . Значение η_{o1}^* может быть принято достаточно высоким, порядка 0,90, поскольку на участке изоэнтропы Δh_p можно не учитывать потери с выходной скоростью.

Определяя мощность последней ступени при рассматриваемом подобном режиме, будем условно относить поправку, учитывающую различие в величине конечной влажности пара при исходном и подобном режимах, не к значению внутреннего относительного к. п. д. ступени η_{o1} , а к величине расхода пара на последнюю ступень. Следовательно, будем предполагать, что для подобных режимов в числе прочих характеристик последней ступени сохраняется неизменным и ее внутренний относительный к. п. д.

С учетом этого допущения расход пара на последнюю ступень можно представить таким образом:

$$G_k = G_{k0} \pm (\Delta G_n + \Delta G_{вл}), \quad (5-40)$$

где $\Delta G_{вл}$ — фиктивное изменение расхода пара на последнюю ступень относительно исходного режима, учитывающее изменение средней влажности пара на этой ступени.

Необходимо заметить, что величины ΔG_n и $\Delta G_{вл}$ должны иметь один и тот же алгебраический знак. Например, при углублении вакуума расход пара в п. н. д. № 1 возрастает, а расход пара в конденсатор снижается, т. е. величина ΔG_n отрицательна. Вместе с тем по мере углубления вакуума снижается и к. п. д. последней ступени вследствие увеличения средней влажности пара. Следовательно, в этих условиях, в соответствии с принятым способом учета влияния влажности пара на мощность ступени, должен быть уменьшен расход пара в конденсатор (т. е. величина $\Delta G_{вл}$ также отрицательна). Аналогичным образом можно показать, что при ухудшении вакуума члены ΔG_n и $\Delta G_{вл}$ имеют положительный знак.

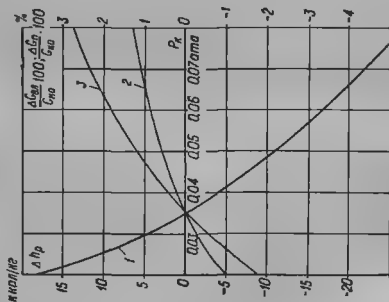


Рис. 5-10 Зависимость ΔH_p , $\Delta G_v/G_k$ и $\Delta G_{вп}/G_k$ от конечного давления пара для турбоустановки на 240 атм, 580/565°С.
1 — ΔH_p ; 2 — $\Delta G_v/G_k$; 3 — $\Delta G_{вп}/G_k$

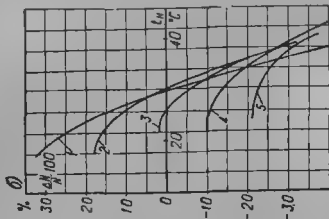
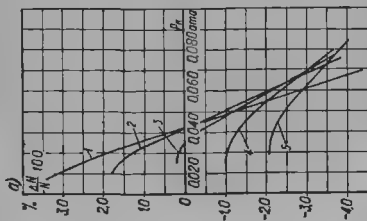


Рис. 5-11. Относительное изменение мощности турбины на 240 атм, 580/565°С в зависимости от конечного давления (температуры насыщения в конденсаторе) и удельной нагрузки выходного сечения: а — зависимость от давления P_k ; б — от температуры насыщения t_n .

1 — $\Delta H_p = 13 \text{ м/м}^2 \cdot \text{ч}$; 2 — $19,5 \text{ м/м}^2 \cdot \text{ч}$; 3 — $25,5 \text{ м/м}^2 \cdot \text{ч}$;
4 — $32,5 \text{ м/м}^2 \cdot \text{ч}$;
5 — $39 \text{ м/м}^2 \cdot \text{ч}$.

Используя условие (5-40), запишем выражение (5-39) в следующем виде:

$$\Delta N = \frac{[G_{к0} \pm (\Delta G_{п} + \Delta G_{вл})] h_{р0} h_{о10}}{860} - \frac{G_{к0} h_{р0} \eta_{о10}}{860} \mp \frac{G_{к0} \Delta h_{р01}}{860}$$

или

$$\Delta N = \mp \frac{G_{к0} \Delta h_{р01}}{860} \pm \frac{(\Delta G_{п} + \Delta G_{вл}) h_{р0} \eta_{о10}}{860}. \quad (5-41)$$

В выражении (5-41) первый член в правой части учитывает изменение мощности турбины вследствие изменения общего ее теплового перепада относительно рассматриваемого исходного режима. Второй член (с противоположным первому члену знаком) учитывает изменение мощности последней ступени относительно исходного режима вследствие различий в величинах расхода пара в п. н. д. № 1 и средней влажности пара.

На основании выражения (5-41) относительное изменение мощности турбины против исходного режима можно определить по формуле

$$\frac{\Delta N}{N} = \frac{G_{к0}}{N} \left[\mp \Delta h_{р01} \pm \left(\frac{\Delta G_{п}}{G_{к0}} + \frac{\Delta G_{вл}}{G_{к0}} \right) h_{р0} \eta_{о10} \right]. \quad (5-42)$$

Поскольку для каждой расчетной точки исходной кривой мощности значения $h_{р0}$ и $\eta_{о10}$ должны быть известны, на основе уравнения (5-42), используя вспомогательные графики, изображенные на рис. 5-10, представляется возможным построить серию кривых вида $\Delta N/N = f(p_k)$ для ряда фиксированных значений g_F (рис. 5-11). Приведенные на рис. 5-11 графики достаточно хорошо совпадают с результатами соответствующих вариантных расчетов [Л. 5-2, 5-9].

Из рис. 5-12 видно, что полученная зависимость $\Delta N/N = f(p_k, g_F)$ близко совпадает с соответствующими данными из практики турбостроения в США [Л. 5-8, 5-18].

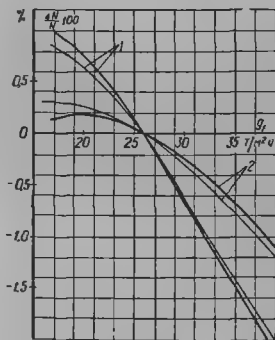


Рис. 5-12. Сопоставление полученной зависимости $\Delta N/N = f(p_k, g_F)$ с соответствующими данными из практики турбостроения в США.

1 — $p_k = 0.035$ атм, 2 — 0.052 атм;

— по данным ЦКТИ;

--- по данным турбостроительных фирм США [Л. 5-18].

5-6. Оптимальное конечное давление пара для турбины с заданной удельной нагрузкой выходного сечения

Рассматриваемая задача имеет значительный практический интерес, в частности, при выборе вакуума и размеров конденсационного устройства для некоторого конкретного типа турбоагрегата заданной мощности с заданной площадью выходного сечения последней ступени.

Как уже подчеркивалось выше, определение оптимального давления (или оптимальной температуры насыщения) в конденсаторе при заданной температуре охлаждающей воды должно сводиться по существу к технико-экономическому обоснованию расчетного температурного напора Δt^* .

Выведем в общем виде уравнение, характеризующее изменение удельных затрат на турбоустановку в зависимости от Δt^* при заданной температуре охлаждающей воды t_w . Очевидно, что варьирование параметра Δt^* при $t_w = \text{const}$ вызывает, с одной стороны, изменение удельных затрат на конденсационное устройство турбоустановки ($\Delta K_{к.у}$) и, с другой стороны, изменение затрат, обусловливаемых переменной (в зависимости от вакуума) располагаемой мощностью турбоагрегата ($\Delta K_{р.м}$).

Таким образом, суммарное изменение удельных затрат на турбоустановку можно представить в следующем виде:

$$\Sigma \Delta K = \Delta K_{к.у} + \Delta K_{р.м} \text{ [руб/квт]}. \quad (5-43)$$

Выявим зависимость величин $\Delta K_{к.у}$ и $\Delta K_{р.м}$ от исходных факторов.

Определение $\Delta K_{к.у}$. Как было показано выше, при выборе оптимальных характеристик конденсатора $m_{\text{опт}}$ и $d_{\text{к}}^{\text{опт}}$ минимальные затраты на конденсационное устройство турбоустановки определяются выражением

$$K_{к.у}^{\text{мин}} = \frac{\delta \Delta i_{к.у}}{10^3 \Delta t^*}.$$

Соответственно изменение удельных затрат на конденсационное устройство относительно некоторого исходного режима, характеризующегося температурным напором $\Delta t' = \Delta t_0^*$, можно представить следующим образом:

$$\Delta K_{к.у}^{\text{мин}} = \frac{\delta \Delta i_{к.у}}{10^3} \left(\frac{1}{\Delta t^*} - \frac{1}{\Delta t_0^*} \right). \quad (5-44)$$

Определение $\Delta K_{р.м}$. В общем случае при изменении располагаемой мощности турбоустановки следует учитывать изменение вложений, связанных с замещением мощности данного агрегата в энергосистеме ($\Delta K_{\text{зам}}$), и соответствующую экономию (или пере-

расход) годовых эксплуатационных расходов (с учетом амортизационных отчислений, капитального ремонта и т. п.), умноженную на расчетный срок окупаемости ($\Delta K_{\text{э.кв.}}$). Таким образом,

$$\Delta K_{\text{р.м.}} = \Delta K_{\text{зам}} + \Delta K_{\text{э.кв.}}$$

Для относительного изменения располагаемой мощности турбоустановки на величину $\Delta N/N$ по сравнению с некоторым исходным режимом, характеризующимся расчетным температурным напором $\Delta t^* = \Delta t_0^*$, можно записать такие соотношения:

$$\Delta K_{\text{зам}} = C_{\text{зам}} \frac{\Delta N}{N} \quad (5-45)$$

$$\Delta K_{\text{э.кв.}} = \frac{bh_{\text{н}} c_{\text{т}}^{0.10-0.20}}{1 + n\theta} \cdot \frac{\Delta N}{N} = C_{\text{н}} \frac{\Delta N}{N} \quad (5-46)$$

Следовательно,

$$\Delta K_{\text{р.м.}} = (C_{\text{зам}} + C_{\text{н}}) \frac{\Delta N}{N} \quad (5-47)$$

В этих выражениях под величиной $\Delta N/N$ подразумевается относительное изменение мощности турбоустановки, соответствующее среднегодовой температуре охлаждающей воды. Другими словами, экономический эффект, связанный с замещением мощности электростанции в энергосистеме, учитывается по среднегодовой величине прироста располагаемой мощности турбоустановки [Л. 5-11].

Исходя из выражений (5-44) и (5-47), общее уравнение (5-43) запишем в виде

$$\Sigma \Delta K = \frac{\delta \Delta I C_{\text{к.у.}}}{10^3} \left(\frac{1}{\Delta t^*} - \frac{1}{\Delta t_0^*} \right) + (C_{\text{зам}} + C_{\text{н}}) \frac{\Delta N}{N}$$

или с учетом того, что $\Delta t^* = t_{\text{н}} - t_{\text{в}}$,

$$\Sigma \Delta K = \frac{\delta \Delta I C_{\text{к.у.}}}{10^3} \left(\frac{1}{t_{\text{н}} - t_{\text{в}}} - \frac{1}{t_{\text{н0}} - t_{\text{в}}} \right) + (C_{\text{зам}} + C_{\text{н}}) \frac{\Delta N}{N} \quad (5-48)$$

Поскольку при рассматриваемой постановке задачи, т. е. в условиях заданной удельной нагрузки выходного сечения турбины, уравнение (5-48) является функцией одного параметра $t_{\text{н}}$ (в общем случае, как видно из рис. 5-11, б, относительное изменение мощности турбины $\Delta N/N$ зависит как от $t_{\text{н}}$, так и от $g_{\text{ф}}$), для определения оптимальной температуры насыщения $t_{\text{н}}^{\text{опт}}$ (или $\Delta t_{\text{опт}}^* = t_{\text{н}}^{\text{опт}} - t_{\text{в}}$) необходимо приравнять нулю производную $\frac{\partial \Sigma \Delta K}{\partial t_{\text{н}}}$. При этом в процессе дифференцирования функции $\Sigma \Delta K$ параметр ΔI можно полагать не зависящим от $t_{\text{н}}$ (т. е. от $p_{\text{к}}$),

так как в представляющем практический интерес диапазоне значений $p_k = 0,020 \div 0,10$ *ата* величина Δi изменяется всего на 3%.

Таким образом, исходя из уравнения (5-48), имеем

$$\frac{\partial \Sigma \Delta K}{\partial t_n} = - \frac{\delta \Delta i C_{k-y}}{10^3 (t_n^{\text{опт}} - t_n)^2} + (C_{\text{зам}} + C_n) \frac{\partial \left(\frac{\Delta N}{N} \right)}{\partial t_n} = 0.$$

Отсюда, обозначая

$$\frac{\delta \Delta i C_{k-y}}{10^3 (C_{\text{зам}} + C_n)} = \theta \quad (5-49)$$

и

$$\frac{\partial \left(\frac{\Delta N}{N} \right)}{\partial t_n} = Q_t, \quad (5-50)$$

получим

$$Q_t = \frac{\theta}{(t_n^{\text{опт}} - t_n)^2}. \quad (5-51)$$

Из уравнения (5-49) видно, что параметр θ имеет размерность температуры. Поскольку комплекс $\frac{\delta \Delta i C_{k-y}}{10^3}$ характеризует удельную стоимость конденсационного устройства при температурном напоре $\Delta t^* = 1^\circ \text{C}$, а выражение $(C_{\text{зам}} + C_n)$ учитывает экономическую эффективность изменения располагаемой мощности турбоагрегата на 1 *квт*, то параметр θ представляет собой такой температурный напор, при выборе которого выполняется следующее соотношение:

$$\frac{\delta \Delta i C_{k-y}}{10^3 \theta} = C_{\text{зам}} + C_n.$$

Это условие означает равенство удельных вложений в конденсационное устройство турбоустановки и экономической эффективности, обусловленной изменением мощности турбины на 1 *квт*.

Параметр θ , как следует из уравнений (5-17), (5-37), (5-46) и (5-49), обобщенно учитывает влияние 11 независимых факторов, а именно: δ , Δi , c_p^2 , C_n , C_v , $C_{\text{зам}}$, b , h_n , n , θ и $\mu = f(l, d_v)$.

Параметр Q_t характеризует относительное изменение мощности турбины, соответствующее изменению температуры насыщения t_n (или температурного напора Δt^*) на 1°C . Согласно рис. 5-11, б,

$$Q_t = f(t_n, g_F).$$

Уравнение (5-51) можно достаточно просто решить графически¹, т. е. путем нанесения на общий график кривых,

¹ Зависимость $\Delta N/N = f(t_n, g_F)$ при рассмотрении ее в достаточно широком диапазоне изменения исходных параметров не поддается аналитическому обобщению

описываемых левой и правой частями данного уравнения, и нахождения точки пересечения этих кривых.

Для построения зависимости

$$q_t = \frac{\partial \left(\frac{\Delta N}{N} \right)}{\partial t_n}$$

необходимо графически продифференцировать кривые вида $\Delta N/N = f(t_n, g_F)$, изображенные на рис. 5-11, 6. В качестве примера на рис. 5-13 показаны кривые $q_t = f(t_n)$ для ряда фиксированных значений g_F от 13 до 39 $\text{т/м}^2 \cdot \text{ч}$. На этом же графике нанесен ряд кривых, определяемых зависимостью

$\frac{\phi}{(t_n - t_B)^2}$. При этом кривые построены для представляющих практический интерес значений температур воды $t_B = 10$ и 15°C и параметра $\phi = 0,2$ и $0,5^\circ \text{C}$ (что примерно соответствует диапазону изменения расчетной стоимости топлива от 13 до 3 руб/т у. т.).

Точки пересечения каждой пары кривых, описываемых обеими частями уравнения (5-51), определяют применительно к заданным величинам t_B , g_F и ϕ соответствующие оптимальные значения температуры насыщения $t_n^{\text{опт}}$ (или $\Delta t_{\text{опт}}$); причем, как видно из рис. 5-13, каждой найденной величине $\Delta t_{\text{опт}}$ в этих условиях отвечает одно единственное значение $q_t = q_t^*$.

Таким образом, в соответствии с уравнением (5-51) имеем

$$\Delta t_{\text{опт}}^* = \sqrt{\frac{\phi}{q_t^*}} = \sqrt{\frac{\phi \Delta t_{\text{к.у}}}{10^3 (C_{\text{зам}} + C_n) q_t^*}} \quad (5-52)$$

Исходя из уравнения (5-52), можно обосновать, в частности, принятое ранее допущение о правомерности определения оптимальной скорости охлаждающей воды $w_n^{\text{опт}}$ при $p_k = \text{idem}$ (см.

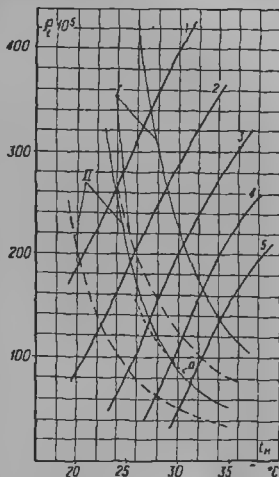


Рис. 5-13. Зависимость параметра

$q_t = \frac{\partial \left(\frac{\Delta N}{N} \right)}{\partial t_n}$ от температуры насыщения в конденсаторе и удельной нагрузки выходящего сечения турбины.

$1 - g_F = 13 \text{ т/м}^2 \cdot \text{ч}$, $2 - 19,5 \text{ т/м}^2 \cdot \text{ч}$;
 $3 - 25,5 \text{ т/м}^2 \cdot \text{ч}$, $4 - 32,5 \text{ т/м}^2 \cdot \text{ч}$;
 $5 - 39,0 \text{ т/м}^2 \cdot \text{ч}$; $t - \phi = 0,5^\circ \text{C}$;
 $11 - 0,2^\circ \text{C}$; — — — — — $t_B = 15^\circ \text{C}$;
 — — — — — 10°C ; а — кривая к примеру 5-1.

§ 5-3). В самом деле, при изменении параметра $C_{к.у.}$, например, на 15%, что, согласно формуле (5-37), эквивалентно изменению k приблизительно на 40%, т. е. изменению скорости воды w_b примерно вдвое, расчетный температурный напор Δt^* (с учетом переменного q_d), изменяется на 4—5%, а p_k — всего на 1—2%. Таким образом, при изменении скорости воды w_b вдвое конечное давление изменяется лишь на 1—2%, чем вполне можно пренебречь

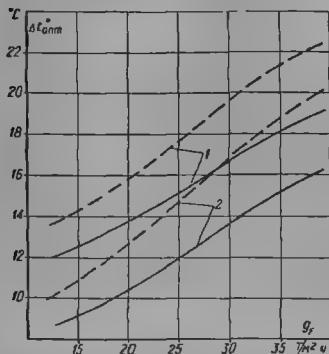


Рис. 5-14. Зависимость оптимального температурного напора $\Delta t_{\text{опт}}$ от удельной нагрузки выходного сечения турбины, среднегодовой температуры охлаждающей воды и параметра ϕ .
1 — $\phi = 0,6^\circ\text{C}$; 2 — $0,2^\circ\text{C}$; — — — — $t_b = 15^\circ\text{C}$,
— — — — 10°C .

при обосновании $w_b^{\text{опт}}$.
На рис. 5-14 показаны кривые $\Delta t_{\text{опт}} = f(g_F)$, полученные в результате графического решения уравнения (5-51) применительно к температурам воды $t_b = 10$ и 15°C и значениям $\phi = 0,2$ и $0,5^\circ\text{C}$. В табл. 5-5 на основе такого рода расчетов и последующего учета зависимостей (5-30) и (5-33) даны оптимальные конечные давления и характеристики конденсационных устройств для разработанных отечественными заводами турбоустановок мощностью 300—1000 Мвт на параметры пара 240 ата, 580/565 $^\circ\text{C}$.

На рис. 5-15 результаты решения уравнения (5-51) для широкого диапазона исходных данных представлены в виде графиков, иллюстрирующих непосредственную зависимость оптимального давления в конденсаторе $p_k^{\text{опт}}$ от g_F , t_b и ϕ . Как показал анализ полученных результатов (отраженных в значительной степени на рис. 5-15), в представляющем интерес диапазоне изменения g_F от 20 до 40 $\text{т/м}^2\cdot\text{ч}$, t_b от 9 до 16 $^\circ\text{C}$ и ϕ от 0,15 до 0,65 $^\circ\text{C}$ существует практически линейная зависимость $p_k^{\text{опт}}$ от g_F , t_b и $\phi^{0,5}$. Благодаря этому оказалось возможным обобщить полученные результаты с помощью следующей формулы:

$$p_k^{\text{опт}} = [(6,3 + 2,0\phi^{0,5})g_F + (4,5 + 9,6\phi^{0,5})t_b + 100\phi^{0,5} + 4] \cdot 10^{-4} \text{ [ата]}, \quad (5-53)$$

Оптимальные характеристики конденсационного устройства и ч. н. д. турбоустановок мощностью 300—1000 Мвт на параметрах пара 240 атм, 580/565°С

Тип турбины	Удельная нагрузка выходящего пара, $\text{мг/м}^2 \cdot \text{ч}$	Расчетная поверхность конденсатора, м^2	Бок $C_{\text{н}}$, руб/м^2	Среднегодовая температура охлаждающей воды, $^{\circ}\text{C}$	Расчетная стоимость тонны	$C_{\text{т}}$, руб/т	Оптимальная кратность охлаждения, $m_{\text{опт}}$	Оптимальная удельная нагрузка конденсатора $q_{\text{опт}}$, $\text{ккал/м}^2 \cdot \text{ч}$	Оптимальное давление в конденсаторе $p_{\text{к}}$, атм	Оптимальная потеря с выходящей скоростью $\Delta h_{\text{в.с. опт}}$, ккал/кг	при $C_{\text{н}}$, руб/ч/м^2				
												10	20	10	20
												10	20	10	20
K-300-240 K-600-240	25,5	15	10	15	3	8	36,1	37,9	0,0351	0,0377	8,4	33,5	0,0351	0,0377	8,4
K-500-240 K-1000-240	32,0	15	10	15	3	8	37,1	37,8	0,0351	0,0389	8,0	32,2	0,0351	0,0389	8,0

Примечание. $C_{\text{нм}} = 60 \text{ руб/квт}$; $\theta = 8 \text{ лет}$; $h_{\text{н}} = 6500 \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{ч}$; град при $t_{\text{в}} = 15^{\circ}\text{C}$ и $h = 2300 \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{ч}$ град при $t_{\text{в}} = 10^{\circ}\text{C}$, $n = 0,109$.

где

$$\theta = \frac{\delta \Delta i C_{\kappa} \cdot y}{10^3 \left(C_{\text{зам}} + \frac{b h_{\kappa} c_{\tau}^p 10^{-3} \theta}{1 + n \theta} \right)}$$

Погрешности, связанные с использованием формулы (5-53) для определения $p_{\kappa}^{\text{опт}}$, не превышают $\pm 3\%$.

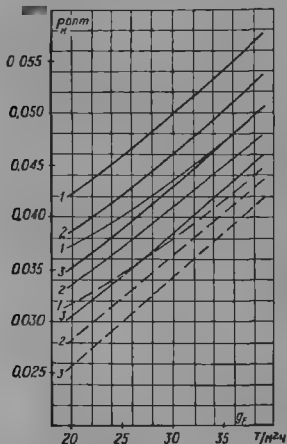


Рис 5-15. Зависимость оптимального давления в конденсаторе от удельной нагрузки выходного сечения турбины, среднегодовой температуры охлаждающей воды и параметра θ .

1 — $t_{\text{с}} = 15^{\circ}\text{C}$; 2 — 12°C ; 3 — 9°C .

— $\theta = 0,36^{\circ}\text{C}$; — — — $\theta = 0,64^{\circ}\text{C}$;

— · — · — $\theta = 0,16^{\circ}\text{C}$.

Таким образом, для турбоустановок произвольной мощности с заданной конструкцией ч. и. д. представляется возможным непосредственно найти $p_{\kappa}^{\text{опт}}$ в зависимости от исходных факторов ($t_{\text{в}}$, g_{F} , c_{τ}^p , $C_{\text{в}}$, θ и т. д.) и затем по формулам (5-30) и (5-33) [или (5-34)] — оптимальные характеристики конденсатора $m_{\text{опт}}$ и $d_{\kappa}^{\text{опт}}$.

Проиллюстрируем излагаемую методику определения $p_{\kappa}^{\text{опт}}$, $m_{\text{опт}}$ и $d_{\kappa}^{\text{опт}}$ применительно к турбине с заданной удельной нагрузкой выходного сечения примерами расчета.

Пример 5-1. Найти оптимальные значения конечного давления пара и характеристик конденсационного устройства для турбоустановки типа К-300-240 ЛМЗ ($g_{\text{F}} = 25,5 \text{ т/м}^2 \cdot \text{ч}$) при следующих исходных данных: $t_{\text{в}} = 12^{\circ}\text{C}$; $c_{\tau}^p = 8 \text{ руб/т} \cdot \text{ч}$; $C_{\text{H}} = 18 \text{ руб/м}^2$; $C_{\text{в}} = 15 \text{ руб} \cdot \text{ч/м}^2$; $C_{\text{зам}} = 50 \text{ руб/квт}$, $\theta = 8 \text{ лет}$; $n = 0,109$; $b = 0,32 \text{ кг} \cdot \text{ч/квт} \cdot \text{ч}$; $h_{\kappa} = 6500 \text{ ч/год}$; $\Delta i = 540 \text{ ккал/кг}$; $\delta = 1,91 \text{ кг/квт} \cdot \text{ч}$.

1. Вычислим по формуле (5-18) с учетом выражения (5-14) оптимальную скорость охлаждающей воды в конденсаторных трубках:

$$w_{\text{в}}^{\text{опт}} = \sqrt[3]{\frac{41,3 C_{\text{H}}}{C_{\text{зам}} + C_{\text{в}}}} = \sqrt[3]{\frac{41,3 \cdot 18}{50 + \frac{0,32 \cdot 6500 \cdot 8 \cdot 10^{-3} \cdot 8}{1 + 0,109 \cdot 8}}} = 1,83 \text{ м/сек.}$$

2. Предварительно задавшись значением $d_{\kappa} = 33 \text{ кг/м}^2 \cdot \text{ч}$ и полагая $d_{\text{н}} = 25 \text{ мм}$, по номограмме, приведенной в книге В. П. Блюдова [Л. 5-7, стр 59], найдем для значений $w_{\text{в}} = 1,83 \text{ м/сек}$ и $t_{\text{в}} = 12^{\circ}\text{C}$ теоретический коэффициент теплопередачи: $k_{\text{н}} = 2790 \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{град}$. Полагая коэффициент чистоты конденсаторных трубок $\beta = 0,85$ и коэффициент, учитывающий снижение эффектив-

ности теплопередачи при использовании медноникелевых трубок вместо латунных, равным 0,95, вычислим расчетный коэффициент теплопередачи:

$$\kappa = \kappa_0 \cdot 0,95 = 2790 \cdot 0,85 \cdot 0,95 = 2250 \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{град.}$$

3. Найдем по формуле (5-37) $C_{\kappa \cdot y}$:

$$C_{\kappa \cdot y} = \left(1 + 0,245 \frac{C_H}{C_B} \right) \left(\frac{1580 \sqrt{C_H C_B}}{k} + C_B \right) =$$

$$= \left(1 + 0,245 \frac{18}{15} \right) \left(\frac{1580 \sqrt{18 \cdot 15}}{2250} + 15 \right) = 34,0 \text{ руб} \cdot \text{ч} \cdot \text{град./ккал.}$$

4. Вычислим параметр θ :

$$\theta = \frac{\delta \Delta t C_{\kappa \cdot y}}{10^3 \left(C_{\text{зам}} - \frac{b h_{\text{в}} c_{\text{т}} 10^{-3} \theta}{1 + n \theta} \right)} = \frac{1,91 \cdot 540 \cdot 34,0}{10^3 \left(50 + \frac{0,32 \cdot 6500 \cdot 8 \cdot 10^{-3} \cdot 8}{1 + 0,109 \cdot 8} \right)} =$$

$$= 0,290^\circ \text{C.}$$

5. Определим оптимальную температуру насыщения в конденсаторе. Для этого на графике, приведенном на рис. 5-13, построим кривую вида $Q_t = \frac{\theta}{(t_H - t_B)^2}$ по следующим расчетным точкам:

$$t_H = 30^\circ \text{C}; \quad Q_t = \frac{0,290}{(30 - 12)^2} = 90 \cdot 10^{-5};$$

$$t_H = 28^\circ \text{C}; \quad Q_t = \frac{0,290}{(28 - 12)^2} = 113 \cdot 10^{-5};$$

$$t_H = 26^\circ \text{C}; \quad Q_t = \frac{0,290}{(26 - 12)^2} = 148 \cdot 10^{-5}.$$

Как видно из рис. 5-13, график $Q_t = f(t_H)$ (см. кривую *a*) пересекает кривую β ($g_F = 25,5 \text{ т/м}^2 \cdot \text{ч}$) в точке, соответствующей $t_H^{\text{опт}} = 27^\circ \text{C}$. Следовательно, $p_{\kappa}^{\text{опт}} = 0,0363 \text{ атм.}$

6. Вычислим оптимальные характеристики конденсатора. Согласно формулам (5-34),

$$m_{\text{опт}} = \frac{\Delta t \left(1 + 0,245 \frac{C_H}{C_B} \right)}{t_H - t_B} = \frac{540 \left(1 + 0,245 \frac{18}{15} \right)}{27,0 - 12} = 46,7$$

$$d_{\kappa}^{\text{опт}} = \frac{0,63 k \sqrt{\frac{C_H}{C_B}} (t_H - t_B)}{\Delta t \left(1 + 0,245 \frac{C_H}{C_B} \right)} = \frac{0,63 \cdot 2250 \sqrt{\frac{18}{15}} (27,0 - 12)}{540 \left(1 + 0,245 \frac{18}{15} \right)} = 33,2 \text{ кг/м}^2 \cdot \text{ч.}$$

Пример 5-2. Применительно к исходным данным, перечисленным в примере 5-1, определить оптимальное давление в конденсаторе по приближенной формуле (5-53):

$$p_{\kappa}^{\text{опт}} = [(6,3 + 2,0 \cdot 0,5) g_F + (4,5 + 9,6 \cdot 0,5) t_B + 100 \cdot 0,5 + 4] 10^{-4} =$$

$$= [(6,3 + 2,0 \cdot 0,290^{0,5}) 25,5 + (4,5 + 9,6 \cdot 0,290^{0,5}) 12 + 100 \cdot 0,290^{0,5} + 4] 10^{-4} =$$

$$= (188 + 116 + 54 + 4) 10^{-4} = 0,0362 \text{ атм.}$$

Предложенная методика расчета позволяет с достаточной степенью точности определить для турбины с заданной удельной нагрузкой выходного сечения оптимальные значения вакуума и характеристик конденсатора.

Вместе с тем для конструктора знание оптимума в общем не является достаточным. Ему должен быть известен также характер изменения суммарных расчетных затрат на турбоустановку вблизи оптимума, с тем чтобы знать, насколько (в связи с необ-

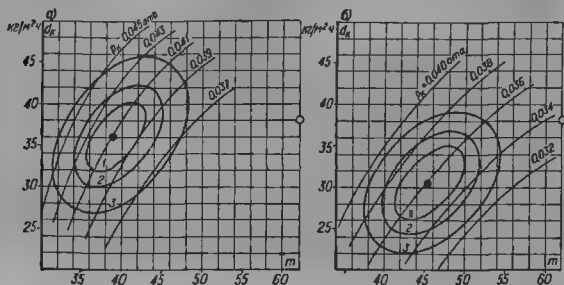


Рис. 5-16 Влияние отклонений от оптимальных характеристик конденсатора на перерасход расчетных затрат на турбоустановку ($g_F = 25,5 \text{ т/м}^2 \cdot \text{ч}$; $t_B = 12^\circ \text{С}$; $C_H = 18 \text{ руб/м}^2$; $C_B = 15 \text{ руб} \cdot \text{ч/м}^3$; а — $c_T^p = 3 \text{ руб/т у. т.}$; б — 13 руб/т у. т.

1 — $\Delta Z = 0,005 \text{ руб/квт} \cdot \text{год}$; 2 — $0,010 \text{ руб/квт} \cdot \text{год}$; 3 — $0,020 \text{ руб/квт} \cdot \text{год}$; ● — оптимальные характеристики конденсатора; ○ — проектные характеристики конденсатора.

ходимостью унификации оборудования или с учетом иных конструктивных соображений) можно отклониться от оптимальной точки. Допустимость такого рода отклонений обуславливается тем, что кривые изменения суммарных затрат в зависимости от того или иного параметра имеют обычно вблизи оптимума пологий характер.

Для определения перерасхода расчетных затрат на турбоустановку при отклонении вакуума, кратности охлаждения и удельной паровой нагрузки конденсатора от соответствующих оптимальных значений были проведены технико-экономические расчеты. Результаты этих расчетов, выполненных применительно к характерным условиям эксплуатации мощных конденсационных турбоагрегатов, представлены на рис. 5-16 и 5-17. На этих графиках, построенных в координатах $d_k - m$, нанесен ряд замкнутых кривых, соответствующих нескольким принятым фиксированным значениям перерасхода расчетных затрат на турбоустановку. Каждая

из этих кривых ограничивает некоторую область значений p_k , m и d_k , при выборе которых перерасход расчетных затрат на установку не превышает величины, указанной на данной кривой. На рис. 5-16 и 5-17 соответствующими точками показаны также взаимосвязанные оптимальные величины p_k , m и d_k , определяемые формулами (5-53) и (5-34), и значения этих характеристик, принятые в проектах турбин мощностью 300—1000 Мвт.

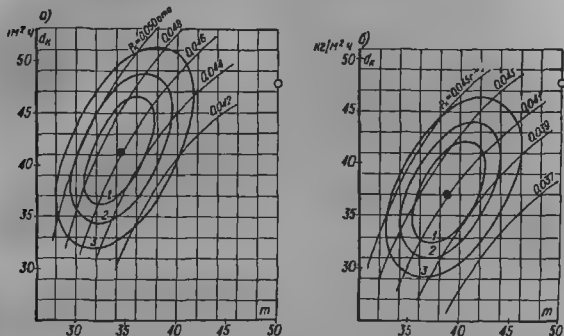


Рис. 5-17. Влияние отклонений от оптимальных характеристик конденсатора на перерасход расчетных затрат на турбоустановку ($g_F = 32 \text{ т/м}^2 \cdot \text{ч}$; $t_b = 12^\circ \text{C}$; $C_H = 18 \text{ руб/м}^3$; $C_b = 15 \text{ руб} \cdot \text{ч/м}^3$): а — $c_T^P = 3 \text{ руб/т} \cdot \text{ч}$; б — $13 \text{ руб/т} \cdot \text{ч}$.

1 — $\Delta z = 0,005 \text{ руб/квт} \cdot \text{год}$; 2 — $0,010 \text{ руб/квт} \cdot \text{год}$; 3 — $0,020 \text{ руб/квт} \cdot \text{год}$. ● — оптимальные характеристики конденсатора; ○ — проектные характеристики конденсатора.

Из рассмотрения графиков рис. 5-16 и 5-17, в частности, следует:

а) по мере увеличения отклонений от оптимальной точки существенно расширяется область приемлемых значений p_k , m и d_k (что облегчает условия унификации конденсаторов для мощных турбоагрегатов) и вместе с тем в прогрессивной степени возрастает перерасход расчетных затрат на турбоустановку;

б) при характерных для настоящего времени значениях удельных стоимостных показателей элементов конденсационного устройства $C_H = 18 \text{ руб/м}^3$ и $C_b = 10 \div 20 \text{ руб} \cdot \text{ч/м}^3$ области, ограниченные кривыми постоянного перерасхода расчетных затрат, несколько вытянуты в направлении линий $p_k = \text{const}$.

Вполне очевидно, что некоторую величину перерасхода расчетных затрат относительно соответствующего оптимального варианта турбоустановки можно считать находящейся в пределах точности технико-экономического расчета и исходных данных.

К сожалению, по вопросу о численном значении указанного перерасхода затрат общего положения не существует. Примем условно, что эта величина не превышает $0,005 \text{ руб/квт} \cdot \text{год}$. Тогда, согласно рис. 5-16 и 5-17, «допустимые» отклонения от оптимальных характеристик конденсационного устройства будут находиться в следующих пределах:

Отклонения от $p_k^{\text{опт}}$		$\pm (2-4) \%$
» » $m_{\text{опт}}$		$\pm (4-7) \%$
» » $d_k^{\text{опт}}$		$\pm (8-10) \%$

Эти цифры отвечают диапазону изменения расчетной стоимости топлива c_T от 13 до 3 руб/т у. т.

По графикам рис. 5-16 и 5-17 можно судить также о влиянии на величину расчетных затрат по турбоустановке возможной погрешности в оценке расчетного коэффициента теплопередачи k .

Как известно, ЛМЗ пользуется для определения k графиками, построенными с учетом парового сопротивления конденсатора Δp_k , а ХТГЗ — зависимостями, не учитывающими Δp_k . В связи с этим различия в значениях k , принимаемых обоими заводами, составляет в сопоставимых условиях приблизительно 9—3% (в диапазоне температур воды $t_w = 10 \div 15^\circ \text{C}$).¹

Согласно проведенным расчетам с учетом графиков на рис. 5-16 и 5-17, погрешность в оценке k на $\pm 10\%$ приводит в диапазоне значений $t_w = 10 \div 15^\circ \text{C}$ к перерасходу расчетных затрат, не превышающему $0,002-0,001 \text{ руб/квт} \cdot \text{год}$. Это означает, в частности, что при использовании предлагаемой методики расчета практически безразлично, определяется ли k на основе зависимостей, учитывающих паровое сопротивление Δp_k , или не учитывающих его.

5-7. Взаимосвязанные оптимальные величины конечного давления и удельной нагрузки выходного сечения турбины

а) Общее решение задачи

В параграфе 5-6 была рассмотрена частная задача, связанная с определением оптимального вакуума применительно к турбоагрегату с заданной удельной нагрузкой выходного сечения. В общем же случае, если предполагать, что площадь сечения последней ступени турбины может изменяться неограниченно, для турбины заданной мощности удельная нагрузка выхода g_F в той же мере, как и величина $p_k(t_w)$, является параметром, подлежащим технико-экономическому обоснованию. Поэтому общее уравнение, характеризующее изменение удельных затрат

¹ Отмеченное расхождение в величинах k не оказывает заметного влияния на теплотехнические характеристики конденсаторов, и, как указывает Г. В. Николаев [Л. 5-5], значения k , определенные с учетом и без учета Δp_k , можно считать совпадающими в диапазоне скоростей воды $1,8-2,2 \text{ м/сек}$.

на турбоустановку в зависимости от $p_k(t_n)$ и g_F , можно представить в виде

$$\Sigma \Delta K = \Delta K_{к.у} + (C_{зам} + C_n) \frac{\Delta N}{N} + \Delta K_T. \quad (5-54)$$

В этом уравнении первые два члена в правой части по форме те же, что и в выражениях (5-44) и (5-47), однако величина $\Delta N/N$, входящая в состав второго члена, зависит в данном случае от двух факторов — от t_n и g_F . Третий член ΔK_T учитывает изменение удельной стоимости турбины в зависимости от площади ее выходного сечения, т. е. от расчетной удельной нагрузки выхлопа g_F . Таким образом, в уравнении (5-54) первый член зависит от t_n , второй — от t_n и g_F и третий — от g_F .

Очевидно, что взаимосвязанные оптимальные значения температуры насыщения в конденсаторе и удельной нагрузки выходного сечения турбины могут быть определены путем анализа уравнения (5-54) в частных производных, т. е. в результате совместного решения уравнений:

$$\frac{\partial \Sigma \Delta K}{\partial t_n} = \frac{\partial \Delta K_{к.у}}{\partial t_n} + (C_{зам} + C_n) \frac{\partial \left(\frac{\Delta N}{N} \right)}{\partial t_n} = 0$$

и

$$\frac{\partial \Sigma \Delta K}{\partial g_F} = (C_{зам} + C_n) \frac{\partial \left(\frac{\Delta N}{N} \right)}{\partial g_F} + \frac{\partial \Delta K_T}{\partial g_F} = 0.$$

Отсюда, в частности, следует, что из уравнения (5-54) для случая $g_F = \text{idem}$ может быть получено выражение (5-48).

Для нахождения общего решения приведенной системы уравнений предварительно должна быть решена частная задача, связанная с выявлением оптимального значения $g_F^{\text{опт}}$ применительно к заданной величине Δt^* (или t_n). Для решения этой задачи в общем виде выявляем зависимость ΔK_T и $\Delta N/N$ от удельной нагрузки выходного сечения турбины g_F .

Обозначим полную стоимость ч. н. д. турбины с выходным сечением площадью F_v (включая стоимость соответствующей части фундамента агрегата) S_F . При рассмотрении двухвальных агрегатов величина S_F должна учитывать также дополнительную стоимость генераторов и стронтовой части главного корпуса электростанции относительно варианта одновального турбоагрегата.

Соответственно удельная стоимость рассматриваемого элемента турбины, отнесенная к единице площади выходного сечения, определится выражением

$$C_F = \frac{S_F}{F_v} \text{ [руб/м}^2\text{]}. \quad (5-55)$$

Согласно проектным показателям себестоимости турбин ЛМЗ мощностью 300—600 Мвт [Л. 5-9], скорректированным с учетом дополнительных вложений в производственную базу турбостроения (см. § 1-3 и Л. 5-11), величины C_F составляют:

38 000 руб/м ²	для одновальных турбин с 4 выхлопами;
46 000 »	для двухвальных турбин с 6 » ;
42 000 »	для двухвальных турбин с 8 » .

С учетом (5-55) удельная стоимость ч. н. д. турбины (с фундаментом и т. п.) на 1 квт установленной мощности равна

$$K_T = \frac{S_F}{N} = \frac{C_F F_v}{N} \text{ [руб/квт]}.$$

Поскольку, согласно определению,

$$\delta = \frac{G_K}{N} \text{ и } g_F = \frac{G_K}{10^3 F_v},$$

где G_K — расход пара в конденсатор турбоустановки мощностью N в кг/ч, в окончательном виде получим

$$K_T = \frac{\delta C_F}{10^3 g_F}. \quad (5-56)$$

Следовательно, удельная стоимость ч. н. д. турбоагрегата (с фундаментом и т. п.) прямо пропорциональна удельному расходу пара в конденсаторе и параметру C_F и обратно пропорциональна

Рис. 5-18. Зависимость относительного изменения мощности турбины на 240 атм, 580/565°С от удельной нагрузки выходного сечения и температуры насыщения в конденсаторе.

1 — $t_n = 22^\circ\text{C}$; 2 — 25°C ; 3 — 27°C ;
4 — 30°C ; 5 — 33°C ; 6 — 36°C .

расчетной удельной нагрузке выходного сечения g_F . Соответственно изменение удельной стоимости ч. н. д. турбины в зависимости от g_F составит

$$\Delta K_T = K_T - K_{T0} = \frac{\delta C_F}{10^3} \left(\frac{1}{g_F} - \frac{1}{g_{F0}} \right). \quad (5-57)$$

Требуемая для дальнейшего анализа зависимость $\Delta N/N = f(g_F)$ определяется аналогично полученной выше зависимости $\Delta N/N = f(t_n)$. Для этого необходимо на основе графиков вида $\Delta N/N = f(t_n, g_F)$, изображенных на рис. 5-11, б, построить графики $\Delta N/N = f(g_F)$ для ряда фиксированных значений t_n . Соответствующие кривые приведены на рис. 5-18.

С учетом выражений (5-48) и (5-57) общее уравнение (5-54) запишется следующим образом:

$$\Sigma \Delta K = \frac{\delta \Delta t_{\text{к.у}}}{10^3} \left(\frac{1}{t_{\text{н}} - t_{\text{в}}} - \frac{1}{t_{\text{н0}} - t_{\text{в}}} \right) + (C_{\text{зам}} + C_{\text{н}}) \frac{\Delta N}{N} + \frac{\delta C_F}{10^3} \left(\frac{1}{g_F} - \frac{1}{g_{F0}} \right). \quad (5-58)$$

В этом выражении величина $\Delta N/N$ характеризует изменение мощности турбоустановки относительно некоторого базового уровня N , соответствующего температуре насыщения в конденсаторе $t_{\text{н0}}$ и удельной нагрузке выходного сечения агрегата g_{F0} .

Для определения из уравнения (5-58) $g_F^{\text{опт}}$ приравняем нулю производную $\frac{\partial \Sigma \Delta K}{\partial g_F}$

$$\frac{\partial \Sigma \Delta K}{\partial g_F} = - \frac{\delta C_F}{10^3 (g_F^{\text{опт}})^2} + (C_{\text{зам}} + C_{\text{н}}) \frac{\partial \left(\frac{\Delta N}{N} \right)}{\partial g_F} = 0.$$

Отсюда, обозначая

$$\frac{\delta C_F}{10^3 (C_{\text{зам}} + C_{\text{н}})} = \beta \quad (5-59)$$

и

$$\frac{\partial \left(\frac{\Delta N}{N} \right)}{\partial g_F} = q_g, \quad (5-60)$$

получим

$$q_g = \frac{\beta}{(g_F^{\text{опт}})^2}. \quad (5-61)$$

Из уравнения (5-59) видно, что параметр β имеет размерность удельной нагрузки выходного сечения турбины. Если полагать, что комплекс $\frac{\delta C_F}{10^3}$ характеризует удельную стоимость ч. н. д. турбины, имеющей удельную нагрузку выхлопа $g_F = 1 \text{ м/м}^2 \cdot \text{ч}$, то параметр β , согласно уравнению (5-59), определяет такое значение удельной нагрузки выходного сечения, при котором удельные затраты на ч. н. д. турбины становятся равными фактору $(C_{\text{зам}} + C_{\text{н}})$, учитывающему экономическую эффективность изменения располагаемой мощности турбоагрегата на 1 квт. Следовательно, в этом случае выполняется соотношение

$$\frac{\delta C_F}{10^3 \beta} = C_{\text{зам}} + C_{\text{н}}.$$

Комплекс β , как видно из выражений (5-14) и (5-59), обобщенно учитывает влияние семи факторов: δ , C_F , b , $h_{\text{н}}$, $c_{\text{т}}^0$, n и Θ .

Параметр q_g характеризует изменение мощности, соответствующее изменению удельной нагрузки выходного сечения турбины на $1 \text{ м/м}^2 \cdot \text{ч}$. Согласно рис. 5-18,

$$q_g = f(g_F, t_n).$$

Величину $g_F^{\text{опт}}$ достаточно просто можно найти путем графического решения уравнения (5-61), так же как выше определя-

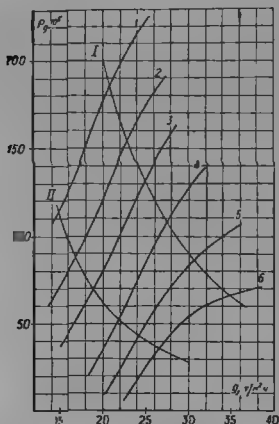


Рис. 5-19. Пример графического решения уравнения (5-61). Графики зависимости параметра q_g [см. равенство (5-60)] от удельной нагрузки g_F :

1 — $t_n = 22^\circ \text{C}$; 2 — 25°C ; 3 — 27°C ,
4 — 30°C ; 5 — 33°C ; 6 — 36°C

Графики зависимости $q_g = \frac{\beta}{g_F^2}$ при

различных значениях β :
I — $\beta = 0,80 \text{ м/м}^2 \cdot \text{ч}$; II — $0,25 \text{ м/м}^2 \cdot \text{ч}$.

лось оптимальное значение $t_n^{\text{опт}}$.

Для решения этого уравнения необходимо графически продифференцировать функции $\Delta N/N = f(g_F)$, изображенные на рис. 5-18, и затем на графики этих функций нанести серию кривых вида $q_g = \beta/g_F^2$.

В качестве примера на рис. 5-19 для представляющих интерес значений $t_n = 22 \div 36^\circ \text{C}$ и $\beta = 0,25$ и $0,80 \text{ м/м}^2 \cdot \text{ч}$ нанесены два семейства кривых, определяемых обеими частями уравнения (5-61). Точки пересечения каждой пары кривых, относящихся к разным семействам и определяемых некоторыми значениями t_n и β , указывают на оси абсцисс соответствующие оптимальные значения g_F . При этом, как видно из рис. 5-19, каждому значению $g_F^{\text{опт}}$ однозначно соответствует некоторая величина $q_g = q_g^*$, т. е., согласно уравнению (5-61),

$$g_F^{\text{опт}} = \sqrt{\frac{\beta}{q_g^*}} = \sqrt{\frac{\delta C_F}{10^3 (C_{\text{зам}} + C_n) q_g^*}}. \quad (5-62)$$

Очевидно, что определяемые уравнениями (5-52) и (5-62) оптимальные значения $\Delta i_{\text{опт}}$ и $g_F^{\text{опт}}$ представляют собой лишь частные решения общего уравнения (5-58). Полное решение поставленной в настоящем параграфе задачи, т. е. определение взаимосвязанных оптимальных значений $\Delta i_{\text{опт}}$ и $g_F^{\text{опт}}$ применительно к заданным величинам t_n , ϕ и β , представляющим всю

совокупность влияющих факторов, возможно в результате совместного решения уравнений (5-52) и (5-62). Такое совместное решение достаточно просто можно получить графическим путем. С этой целью на график, построенный в координатах $\Delta t^* - g_F$, следует нанести применительно к заданным величинам t_v , ϕ и β два рода расчетных кривых: кривую $\Delta t_{\text{опт}}^* = f(g_F)$, полученную на основе решения уравнения (5-52), и кривую $g_F^{\text{опт}} = f(\Delta t^*)$ — как результат решения уравнения (5-62). Точка пересечения построенных таким образом кривых определит взаимосвязанные оптимальные величины $\Delta t_{\text{опт}}^*$ и $g_F^{\text{опт}}$. Пример графического решения указанной системы уравнений дан на рис. 5-20.

Следовательно, предлагаемый метод технико-экономического обоснования расчетных характеристик ч. н. д. и конденсационного устройства турбоустановок позволяет на основе зависимостей вида $\Delta N/N = f(p_k, g_F)$ (см. рис. 5-11), которые могут быть выявлены расчетным путем для турбин на любые параметры пара, определить взаимосвязанные оптимальные величины $p_k^{\text{опт}}$ и $g_F^{\text{опт}}$ всего лишь по трем исходным факторам — температуре охлаждающей воды t_v и комплексам ϕ и β .

В свою очередь выявленные оптимальные характеристики $p_k^{\text{опт}}$ и $g_F^{\text{опт}}$ однозначно определяют рациональную величину потери с выходной скоростью пара в турбине $\Delta h_{в.с.}$, а исходя из значения $p_k^{\text{опт}}$, по формулам (5-34) можно найти $m_{\text{опт}}$ и $d_k^{\text{опт}}$. Соответствующие вариантные расчеты потребовали бы рассмотрения 15 влияющих факторов:

$$d_k, m, g_F, \Delta i, c_p^p, C_n, C_v, C_F, C_{\text{зам}}, b, \delta, h_n, n, \theta \text{ и } \mu : f(l, d_n).$$

Если полагать, что для количественной оценки влияния этих факторов на оптимальные характеристики p_k и g_F требуется рассмотреть не менее четырех расчетных значений каждого из них, то необходимое количество вариантов составит $4^{15} \approx 1\,100\,000\,000$.

В табл. 5-6 приведены результаты расчетов по определению экономически наиболее выгодных значений $p_k^{\text{опт}}$ и $g_F^{\text{опт}}$ для различных местных условий применительно к наиболее перспективной

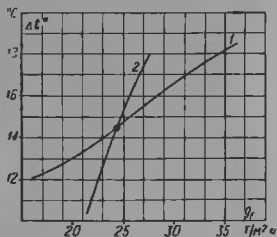


Рис 5-20 Пример графического определения взаимосвязанных оптимальных характеристик $\Delta t_{\text{опт}}^*$ и $g_F^{\text{опт}}$ ($t_v = 12^\circ \text{C}$, $\phi = 0,30$; $\beta = 0,80 \text{ т/м}^2 \cdot \text{ч}$)

$$1 - \Delta t_{\text{опт}}^* = f(g_F), \quad 2 - g_F^{\text{опт}} = f(\Delta t^*).$$

Таблица 5-6

Оптимальные величины конечного давления пара, удельной нагрузки выходного сечения и выходной потери для турбин на параметры пара 240 атм, 580-565°С

Расчетная стоимость топлива C_T , руб/т и т	Среднегодовая температура охлаждающей воды $t_{в.с}$, °С	Оптимальное конечное давление пара P_K^{opt} , атм				Оптимальная удельная нагрузка выходного сечения турбины g_F^{opt} , т/м ² ·ч				Оптимальная выходная потеря $\Delta h_{в.с}^{opt}$, ккал/кг			
		$C_H = -15$ руб/м ³		$C_H = -20$ руб/м ³		$C_H = -15$ руб/м ³		$C_H = -20$ руб/м ³		$C_H = -15$ руб/м ³		$C_H = -20$ руб/м ³	
		$C_B = 10^*$		$C_B = 20$		$C_B = 10$		$C_B = 20$		$C_B = 10$		$C_B = 20$	
		$C_B = 10^*$	$C_B = 20$	$C_B = 10$	$C_B = 20$	$C_B = 10$	$C_B = 20$	$C_B = 10$	$C_B = 20$	$C_B = 10$	$C_B = 20$	$C_B = 10$	$C_B = 20$
5	10	0,034	0,039	0,036	0,040	25,1	26,1	26,0	26,6	8,6	7,2	8,3	7,0
	12	0,037	0,042	0,039	0,044	26,3	27,4	27,0	28,2	8,1	6,8	7,9	6,6
	15	0,041	0,047	0,042	0,048	28,8	30,5	30,2	30,8	7,9	6,7	7,8	6,5
8	10	0,028	0,032	0,029	0,033	19,2	20,0	19,5	20,3	7,4	6,2	7,1	5,9
	12	0,030	0,034	0,032	0,035	20,3	21,3	20,6	21,6	7,2	6,1	6,8	5,8
	15	0,034	0,038	0,036	0,039	22,6	23,8	23,0	24,2	6,9	6,0	6,4	5,7
13	10	0,025	0,028	0,026	0,029	16,3	17,0	16,6	17,2	6,6	5,6	6,4	5,6
	12	0,027	0,030	0,028	0,031	17,2	18,1	17,6	18,6	6,4	5,7	6,2	5,6
	15	0,031	0,034	0,032	0,036	19,2	20,2	19,6	20,6	6,1	5,5	5,9	5,4

Примечание. $C_{взм} = 60$ руб/квт; $C_F = 38\,000$ руб/м³; $h_u = 6500$ к/год; $\theta = 8$ лет; $\eta = 0,109$.

* C_B — в руб./ч/м³.

в ближайшие годы ступени начальных параметров пара 240 атм, 580/565°С.¹

Рассмотрим способ построения номограммы, которая позволяет обобщить результаты расчетов, связанных с выявлением взаимосвязанных величин Δt_{opt} и g_F^{opt} , и вместе с тем сократить число определяющих комплексов от трех ($t_{в}$, θ и β) до двух ($t_{в}$ и $\gamma =$

$$= \sqrt{\frac{\theta}{\beta}}).$$

Из выражений (5-52) и (5-62) определим оптимальные значения расчетного температурного напора и удельной нагрузки выходного сечения турбины для условия $\theta = 1^\circ\text{С}$ и $\beta = 1 \text{ т/м}^2 \cdot \text{ч}$.

Отвечающие данному частному случаю оптимальные характеристики обозначим следующим образом:

$$\Delta T_{opt}^* = \frac{\Delta t_{opt}^*}{\sqrt{\theta}} = \sqrt{\frac{1}{q_i}} \quad \text{и} \quad G_F^{opt} = \frac{g_F^{opt}}{\sqrt{\beta}} = \sqrt{\frac{1}{q_g}} \quad (5-63)$$

¹ Согласно выполненным расчетам, примерно такие же результаты получаются и при рассмотрении турбоустановок на 130 атм, 565/565°С

и назовем $\Delta T_{\text{опт}}^*$ обобщенным оптимальным температурным напором в конденсаторе и $G_F^{\text{опт}}$ — обобщенной оптимальной удельной нагрузкой выходного сечения турбины. Очевидно, что эти параметры имеют соответственно размерности температуры и удельной нагрузки выходного сечения.

Из уравнений (5-63) следует, что параметры $\Delta T_{\text{опт}}^*$ и $G_F^{\text{опт}}$ существенно зависят от Q_i и Q_k . Последние же представляют собой взаимосвязанные величины, которые, как показывают расчеты, являются функциями всего лишь двух факторов — температуры охлаждающей воды t_w и некоторого комплекса $\gamma = \sqrt{\frac{\delta}{\beta}} =$

$= \sqrt{\frac{\Delta i C_k \gamma}{C_F}}$. Таким образом, параметры $\Delta T_{\text{опт}}^*$ и $G_F^{\text{опт}}$ на зависят от стоимости топлива, срока окупаемости и ряда других факторов, а так же, как видно из структуры выражения для параметра γ , не зависят от абсолютных значений стоимостных показателей ч. н. д. (C_F) и конденсационного устройства ($C_{к.у.}$) турбоустановки. Поэтому параметры $\Delta T_{\text{опт}}^*$ и $G_F^{\text{опт}}$ можно рассматривать в качестве некоторых критериев подобия.

Вместе с тем условие $\vartheta = 1^\circ \text{C}$ и $\beta = 1 \text{ м/м}^2 \cdot \text{ч}$ имеет определенный физический смысл. Выше было показано, что при $\vartheta = 1^\circ \text{C}$ и $\beta = 1 \text{ м/м}^2 \cdot \text{ч}$ выполняются следующие соотношения:

$$\frac{\delta \Delta i C_k \gamma}{10^3} = C_{\text{зам}} + C_{\text{н}}$$

и

$$\frac{\delta C_F}{10^3} = C_{\text{зам}} + C_{\text{н}}$$

т. е.

$$\frac{\delta \Delta i C_k \gamma}{10^3} = \frac{\delta C_F}{10^3} = C_{\text{зам}} + C_{\text{н}}$$

Таким образом, условие $\vartheta = 1^\circ \text{C}$ и $\beta = 1 \text{ м/м}^2 \cdot \text{ч}$ означает равенство удельных вложений в конденсационное устройство $\left(\frac{\delta \Delta i C_k \gamma}{10^3}\right)$, в ч. н. д. турбины $\left(\frac{\delta C_F}{10^3}\right)$ и фактора $(C_{\text{зам}} + C_{\text{н}})$, учитывающего экономическую эффективность изменения располагаемой мощности турбоустановки на 1 кВт.

Значения обобщенных параметров $\Delta T_{\text{опт}}^*$ и $G_F^{\text{опт}}$, вычисленные для представляющих практический интерес температур воды $10-18^\circ \text{C}$ и величин γ в пределах 0,4—1,4, отражены на рис. 5-21.

График на рис. 5-21 позволяет применительно к любой совокупности исходных данных, т. е. для заданных значений t_w , ϑ

и β , выявить величины $\Delta t_{\text{опт}}^{\circ} (\rho_k^{\text{опт}})$ и $G_F^{\text{опт}}$ на основе выражений (5-63):

$$\Delta t_{\text{опт}}^{\circ} = \Delta T_{\text{опт}}^{\circ} \sqrt{\beta}$$

и

$$G_F^{\text{опт}} = G_F^{\text{опт}} \sqrt{\beta}.$$

Пример 5-3. Определить взаимосвязанные оптимальные характеристики $\rho_k^{\text{опт}}$ и $G_F^{\text{опт}}$ для турбоустановки типа К-300-240 при следующих исходных данных:

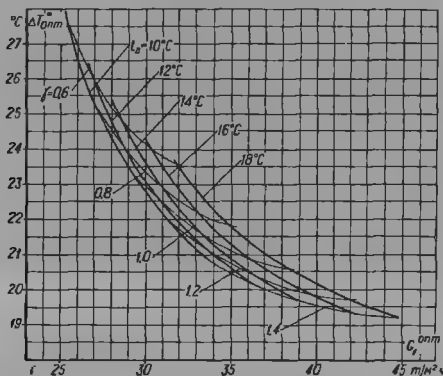


Рис 5-21 Зависимость обобщенных параметров $\Delta T_{\text{опт}}^{\circ}$ и $G_F^{\text{опт}}$ от среднегодовой температуры охлаждающей воды и парамет-

$$\text{ра } \gamma = \sqrt{\frac{\beta}{\rho_k}}.$$

Оптимальные значения $\Delta T_{\text{опт}}^{\circ}$ и $G_F^{\text{опт}}$ определяются как координаты точек пересечения кривых, соответствующих заданным значениям t_n и γ .

$t_n = 12^{\circ}\text{C}$; $C_T^p = 8 \text{ руб./т у. т.}$; $C_H = 18 \text{ руб./м}^2$, $C_n = 15 \text{ руб.·ч/м}^3$; $C_{\text{зам}} = 50 \text{ руб./квт}$; $C_F = 38\,000 \text{ руб./м}^2$, $\Theta = 8 \text{ лет}$; $n = 0,109$; $b = 0,32 \text{ кв. т./квт·ч}$; $h_n = 6500 \text{ кДж/год}$; $\Delta i = 540 \text{ ккал/кг}$; $\delta = 1,91 \text{ кг/квт·ч}$.

1. Вычислим параметр γ

$$\gamma = \sqrt{\frac{\Delta i C_{\text{к. у.}}}{C_F}} = \sqrt{\frac{540 \cdot 34,0}{38\,000}} = 0,693$$

(величина $C_{\text{к. у.}} = 34,0 \text{ руб.·ч/град/ккал}$ принята согласно расчетам, выполненным в примере 5-1).

2. По графику рис. 5-21 применительно к значениям $t_n = 12^{\circ}\text{C}$ и $\gamma = 0,693$ находим: $\Delta T_{\text{опт}}^{\circ} = 24,3^{\circ}\text{C}$ и $G_F^{\text{опт}} = 28,5 \text{ м}^3/\text{м}^2\cdot\text{ч}$.

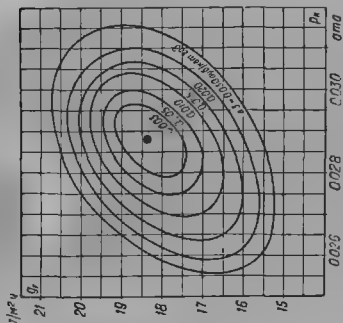


Рис 5-23 Влияние отклонений от $p_k^{\text{опт}}$ и $g_F^{\text{опт}}$ на перерасход расчетных затрат по турбоустановке при дорогом топливе ($c_T^p = 13 \text{ руб/т у. т.}$)
 $t_B = 12^\circ \text{C}$; $C_H = 18 \text{ руб/м}^3$; $C_B = 15 \text{ руб·ч/м}^3$.

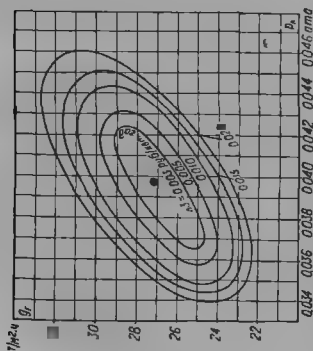


Рис 5-22. Влияние отклонений от $p_k^{\text{опт}}$ и $g_F^{\text{опт}}$ на перерасход расчетных затрат по турбоустановке при дешевом топливе ($c_T^p = 3 \text{ руб/т у. т.}$)
 $t_B = 12^\circ \text{C}$; $C_H = 18 \text{ руб/м}^3$; $C_B = 15 \text{ руб·ч/м}^3$.

3. По формулам (5-52) и (5-62) вычислим параметры $\bar{\theta}$ и β .
 $\bar{\theta} = 0,290^\circ \text{C}$ (в соответствии с примером 5-1) и

$$\beta = \frac{\delta C_F}{10^3 (C_{\text{зам}} + C_H)} = \frac{1,91 \cdot 38\,000}{10^3 \left(50 + \frac{0,32 \cdot 6500 \cdot 8 \cdot 10^{-3} \cdot 8}{1 + 0,109 \cdot 8} \right)} = 0,60 \text{ м/м}^3 \cdot \text{ч.}$$

4. Согласно формулам (5-63),

$$\Delta t_{\text{опт}}^* = \Delta T_{\text{опт}}^* \sqrt{\bar{\theta}} = 24,3 \sqrt{0,290} = 13,1^\circ \text{C}$$

и

$$g_F^{\text{опт}} = G_F^{\text{опт}} \sqrt{\beta} = 28,5 \sqrt{0,60} = 22,1 \text{ м/м}^3 \cdot \text{ч.}$$

Соответственно оптимальная температура насыщения в конденсаторе $t_n^{\text{опт}} = t_p + \Delta t_{\text{опт}}^* = 12 + 13,1 = 25,1^\circ \text{C}$ и оптимальное конечное давление $p_k^{\text{опт}} = 0,0325 \text{ атм.}$

На рис. 5-22 и 5-23 приведены графики, иллюстрирующие влияние отклонений от оптимальных значений вакуума и удельной нагрузки выходного сечения турбины на перерасход расчетных затрат по установке. Принцип построения этих графиков тот же самый, что и кривых на рис. 5-16 и 5-17. Если, как и ранее, условно полагать, что величина перерасхода расчетных затрат относительно оптимального варианта турбоустановки $\Delta Z \leq 0,005 \text{ руб/квт} \cdot \text{год}$ и находится в пределах точности технико-экономического расчета и исходных данных, то, согласно рис. 5-22 и 5-23, допустимые отклонения от $p_k^{\text{опт}}$ и $g_F^{\text{опт}}$ будут составлять соответственно $\pm(7-12)\%$ и $\pm(4-10)\%$ (в диапазоне изменения расчетной стоимости топлива от 13 до 3 руб/т у. т.).

б) Определение оптимальных характеристик конденсатора при вынужденном выборе одного из его параметров

В некоторых случаях из компоновочных или иных соображений (например, принимая во внимание дефицитность латуни или других материалов конденсаторных трубок) выбор оптимальной удельной нагрузки конденсатора может оказаться невозможным. В связи с этим возникает задача обоснования оптимальных значений конечного давления пара и кратности охлаждения при вынужденном выборе удельной паровой нагрузки конденсатора.

Решим эту задачу применительно к заданной удельной нагрузке выходного сечения турбины, имея в виду, что рассматривается некоторая конкретная турбоустановка с заданной конструкцией ч. н. д.

Как было показано выше, при варьировании расчетной величины Δt^* в условиях $g_F = \text{idem}$ изменение удельных вложений в турбоустановку определяется следующим выражением:

$$\Sigma \Delta K = \Delta K_{\text{к. у.}} + (C_{\text{зам}} + C_H) \frac{\Delta N}{N}. \quad (5-64)$$

Используя выражения (5-22) и (5-19') и подставив в последнее уравнение значение m из (5-25), имеем

$$\Sigma \Delta K = \frac{\delta C_{\text{в}} r \Delta i}{10^3} \left(\frac{1}{t_{\text{н}} - t_{\text{в}} - \Delta t \text{sd}_{\text{к}}} - \frac{1}{t_{\text{но}} - t_{\text{в}} - \Delta t \text{sd}_{\text{к}}} \right) + (C_{\text{зам}} + C_{\text{н}}) \frac{\Delta N}{N}.$$

Для определения $t_{\text{н}}^{\text{опт}}$ приравняем нулю производную $\frac{\partial \Sigma \Delta K}{\partial t_{\text{н}}}$.

В результате получим

$$\frac{\delta C_{\text{в}} r \Delta i}{10^3 [t_{\text{н}}^{\text{опт}} - (t_{\text{в}} + \Delta t \text{sd}_{\text{к}})]^2} = (C_{\text{зам}} + C_{\text{н}}) \frac{\partial \left(\frac{\Delta N}{N} \right)}{\partial t_{\text{н}}}. \quad (5-65)$$

Введем обозначения:

$$\frac{\delta C_{\text{в}} r \Delta i}{10^3 (C_{\text{зам}} + C_{\text{н}})} = \varphi \text{ и } \Delta t \text{sd}_{\text{к}} = \psi. \quad (5-66)$$

С учетом этих обозначений уравнение (5-65) запишем в следующем виде:

$$\frac{\varphi}{[t_{\text{н}}^{\text{опт}} - (t_{\text{в}} + \psi)]^2} = \frac{\partial \left(\frac{\Delta N}{N} \right)}{\partial t_{\text{н}}}. \quad (5-67)$$

Как и в других аналогичных случаях, уравнение (5-67) достаточно просто решается графически. Для этого на кривые вида

$Q_t = \frac{\partial \left(\frac{\Delta N}{N} \right)}{\partial t_{\text{н}}}$, построенные для ряда фиксированных значений g_F , следует нанести соответствующую кривую, определяемую заданными величинами $t_{\text{в}}$, φ и ψ .

В качестве примера на рис. 5-24 построены два семейства кривых для представляющих практический интерес значений g_F , $t_{\text{в}}$, φ и ψ .

Как показывает анализ кривых на рис. 5-24, изменение оптимальной кратности охлаждения и оптимального расчетного температурного напора в конденсаторе пропорционально изменению расчетной удельной нагрузки конденсатора в степени $\sim 0,2$. При этом отклонения от оптимального значения $d_{\text{к}}$, определенного на основе (5-31), на $\pm 30\%$ приводят к следующему перерасходу расчетных затрат в диапазоне величин $g_F = 25,5 \div 32,0 \text{ т/м}^2 \cdot \text{ч}$:

0,020—0,023 руб/квт·год — в условиях дешевого топлива ($c_T^p = 3 \text{ руб/т у. т.}$);

0,026—0,030 руб/квт·год — в условиях дорогого топлива ($c_T^p = 13 \text{ руб/т у. т.}$).

Отклонения же расчетных значений $d_{\text{к}}$ от соответствующих оптимальных величин на $\pm 5\%$ практически не сказываются на изменении расчетных затрат.

Аналогичным образом можно выявить оптимальное давление в конденсаторе при заданных величинах g_F и m . В этом случае основное уравнение (5-64) после подстановки в него значения d_K из выражения (5-25) примет следующий вид:

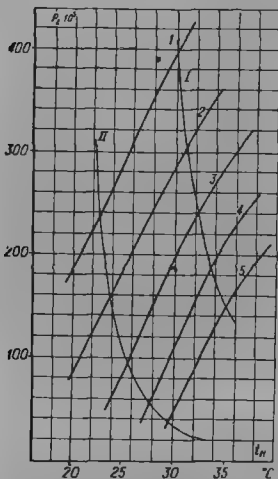


Рис. 5-24 Пример графического решения уравнения (5-67). Графики зависимости параметра q_t [правая часть равенства (5-67)] от температуры насыщения в конденсаторе (t_n) и удельной нагрузки выходного сечения турбины (g_F).

1 — $g_F = 13 \text{ м/м}^3 \cdot \text{ч}$, 2 — $19,5 \text{ м/м}^3 \cdot \text{ч}$,
3 — $25,5 \text{ м/м}^3 \cdot \text{ч}$, 4 — $32 \text{ м/м}^3 \cdot \text{ч}$, 5 — $39 \text{ м/м}^3 \cdot \text{ч}$.
Графики зависимости величин левой части равенства (5-67) от t_n при различных значениях среднегодовой температуры охлаждающей воды и параметров φ и ψ :
1 — $t_B = 12^\circ \text{C}$; $\varphi = 0,05$; $\psi = 6$;
11 — $t_B = 12^\circ \text{C}$; $\varphi = 0,25$; $\psi = 10$

$$\Sigma \Delta K = \delta C_H \Delta i_s \times \left[\frac{1}{t_n - t_B - \frac{\Delta i_r}{m}} - \frac{1}{t_{но} - t_B - \frac{\Delta i_r}{m}} \right] + (C_{зак} + C_H) \frac{\Delta N}{N} \quad (5-68)$$

Из условия $\frac{\partial \Sigma \Delta K}{\partial t_n} = 0$ получим

$$\frac{\delta C_H \Delta i_s}{\left[t_n^{\text{опт}} - \left(t_B + \frac{\Delta i_r}{m} \right) \right]^2} = \frac{\partial \left(\frac{\Delta N}{N} \right)}{\partial t_n} \quad (5-69)$$

Это уравнение также достаточно просто можно решить графическим путем.

в) О независимости оптимальных характеристик ч. н. д. и конденсатора турбины от начальных параметров пара

С повышением начальных параметров пара уменьшается, как правило, относительный расход пара в конденсатор. Это сопровождается при прочих равных условиях (в частности, при неизменном или практически

неизменном внутреннем относительном к. п. д. последних ступеней) пропорциональным уменьшением выигрыша в мощности турбоустановки, связанного с углублением вакуума.

Следовательно, кривые относительного изменения мощности турбины, построенные в координатах $\frac{\Delta N}{N} - t_n$ или $\frac{\Delta N}{N} - g_F$ (см., например, рис. 5-11 и 5-18), будут иметь углы наклона каса-

тельных в каждой их точке (т. е. значения q_i и q_g), пропорциональные удельному расходу пара в конденсатор. Другими словами, для любой ступени начальных параметров пара можно записать

$$q_i = q_{i0} \delta \text{ и } q_g = q_{g0} \delta, \quad (5-70)$$

где q_{i0} и q_{g0} — некоторые коэффициенты пропорциональности, не зависящие от начальных параметров пара и условно соответствующие значению $\delta = 1,0 \text{ кг/квт} \cdot \text{ч}$, но существенно зависящие от расчетных значений t_u и g_F (см. рис. 5-13 и 5-19).

Вместе с тем, как показывают расчеты, с повышением начальных параметров пара величина двучлена $(C_{зм} + C_n)$ практически не меняется, ибо $C_{зм}$ несколько возрастает, а C_n снижается пропорционально изменению удельного расхода топлива (при этом предполагается, что сопоставление ступеней параметров пара проводится при близких значениях единичных мощностей блоков). Так, например, при повышении параметров пара от 90 атa, 535° С до 240 атa, 580/565° С комплекс $(C_{зм} + C_n)$ изменяется всего лишь на 2—3%.

С учетом этих соображений подставим в уравнения (5-52) и (5-62) выражения (5-70). В результате получим

$$\Delta t_{\text{опт}} = \sqrt{\frac{\delta \Delta i_{\text{К.у}}}{10^3 (C_{зм} + C_n) q_{i0}^* \delta}} = \sqrt{\frac{\Delta i_{\text{К.у}}}{10^3 (C_{зм} + C_n) q_{i0}^*}}$$

и

$$g_F^{\text{опт}} = \sqrt{\frac{\delta C_F}{10^3 (C_{зм} + C_n) q_{g0}^* \delta}} = \sqrt{\frac{C_F}{10^3 (C_{зм} + C_n) q_{g0}^*}},$$

т. е. величина δ , характеризующая при прочих равных условиях начальные параметры пара, из числа влияющих факторов исключается.

Таким образом, экономически наивыгоднейшие значения вакуума и удельной нагрузки выходного сечения турбины практически не зависят от начальных параметров пара. Поскольку характеристики конденсатора $m_{\text{опт}}$ и $d_{\text{к}}^{\text{опт}}$ однозначно определяются величиной $\Delta t_{\text{опт}}$, то, следовательно, и эти характеристики не зависят от начальных параметров пара. Аналогичные соображения по данному вопросу уже высказывались в печати [Л. 5-2].

5-8. Обоснование унифицированных типоразмеров конденсаторов для мощных турбин

а) Методика обоснования оптимального числа модификаций конденсационного устройства турбины

Изложенная выше методика расчета позволяет применительно к различным условиям эксплуатации крупных турбоагрегатов выявить экономически наивыгоднейшие значения вакуума и конструктивных параметров конденсатора.

Однако выбор для любой совокупности исходных факторов оптимальных характеристик конденсационного устройства, хотя и дает очевидный положительный эффект, но связан с необходимостью изготовления для каждого типа турбоагрегата весьма большого числа модификаций конденсаторов. Не говоря уже о практических трудностях такого подхода к оптимизации параметров конденсационного устройства турбины, представляется, что указанный принцип не может быть оправдан и экономически, если учитывать необходимые дополнительные расходы, связанные с проектированием и изготовлением конденсаторов в условиях индивидуального в данном случае характера их производства.

Вместе с тем, как неоднократно отмечалось в печати, нельзя признать рациональной существующую практику изготовления для каждого типа турбоагрегата, который, вообще говоря, может быть использован в различных климатических районах и эксплуатационных условиях, единого типоразмера конденсатора. Поэтому весьма важным является обоснование для каждого типа мощной турбины оптимального числа типоразмеров конденсаторов с тем, чтобы удовлетворить, с одной стороны, разнообразным условиям эксплуатации энергооборудования и, с другой стороны, обеспечить серийное производство конденсаторов.

С целью такого обоснования применительно к разработанным отечественными заводами мощным конденсационным турбоагрегатам были выполнены соответствующие технико-экономические расчеты. Хотя расчеты проведены для серии агрегатов мощностью 300—1000 Мвт на 240 атм, 580/565° С, полученные результаты, как будет показано в дальнейшем, с достаточным основанием могут быть распространены и на турбоустановки с другими начальными параметрами пара.

Способ решения исследуемой задачи сводился к сопоставлению по приведенным экономическим показателям (т. е. по расчетным затратам) четырех вариантов исполнения каждого из рассмотренных типов турбоустановок, а именно: с одной, двумя, тремя и неограниченным числом модификаций конденсаторов. При этом характеристики конденсационного устройства для каждого из сравниваемых вариантов турбины были выбраны в исследуемой области изменения исходных данных оптимальными. Наряду с экономической эффективностью использования каждого дополнительного типоразмера конденсатора учитывалось также соответствующее увеличение расходов на проектирование и изготовление последнего. Таким образом, вопросы обоснования для мощных турбоустановок оптимального числа типоразмеров и характеристик конденсационного устройства решены совместно как элементы единой комплексной технико-экономической задачи.

Оптимальные характеристики конденсационного устройства для каждого из сопоставляемых вариантов турбоустановки с различным числом модификаций конденсаторов определены с по-

мощью графиков рис. 5-25, а также с учетом анализа графиков, аналогичных изображенным на рис. 5-16 и 5-17.

Анализ такого рода графиков показывает, что в качестве экономически наиболее выгодных характеристик конденсатора для некоторого диапазона изменения какого-либо исходного параметра

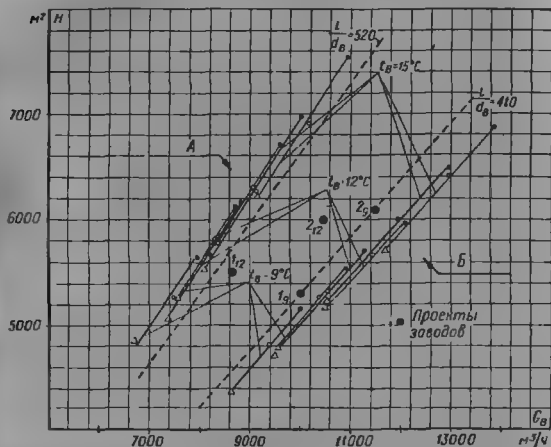


Рис. 5-25. Оптимальные величины поверхности конденсатора и расхода охлаждающей воды (отнесенные к единичному выхлопу турбины) для установок мощностью 300—1000 Мвт на 240 атм, 580/565° С. А — $C_B = 20$ руб·ч/м³; Б — $C_B = 10$ руб·ч/м³;

Δ — $C_T^P = 3$ руб/т у. т.; $\circ$ — 8 руб/т у. т.; $\bullet$ — 13 руб/т у. т.; — $G_F = 25,5$ т/м³·ч; — — — — — 32,0 т/м³·ч. Цифры 1 и 2 определяют характеристики первой и второй рекомендуемых модификаций конденсаторов.

Индексы «3» и «12» означают длину конденсаторных труб в метрах.

Примечание Сочетание $H = 5000$ м² и $G_B = 12000$ м³/ч соответствует проектным характеристикам конденсаторов для турбины К-300 240 и К 800-240

(C_T^P , t_b и т. д.) с достаточной для практических расчетов степенью точности могут быть приняты величины m и d_k , оптимальные для среднего значения данного параметра в рассмотренном диапазоне его изменения. (Например, экономически наиболее выгодными для диапазона значений $C_T^P = 3 \div 13$ руб/т у. т. являются при прочих равных условиях величины m и d_k , оптимальные для $C_T^P = 8$ руб/т у. т.). В свою очередь ширина рассматриваемого диапа-

зона, для которого выбираются унифицированные величины m и d_k , будет тем меньше, чем больше принятое число модификаций конденсаторов.

На основе построения указанных графиков получены следующие количественные результаты:

а) выбор в диапазоне значений $c_t^p = 3 \div 13$ руб/т у. т. некоторого единого типоразмера конденсатора, оптимального при прочих равных условиях для $c_t^p = 8$ руб/т у. т., связан с перерасходом расчетных затрат $\Delta Z = 0,003 \div 0,004$ руб/квт·год (относительно условия выбора оптимальных вариантов конденсационного устройства для $c_t^p = 3$ и 13 руб/т у. т.);

б) выбор в диапазоне значений $t_n = 9 \div 15^\circ \text{C}$ единого типоразмера конденсатора, оптимального для $t_n = 12^\circ \text{C}$, приводит к перерасходу затрат $\Delta Z = 0,004 \div 0,006$ руб/квт·год;

в) при выборе единого типоразмера конденсатора в интервале величин $C_a = 10 \div 20$ руб·ч/м³ $\Delta Z = 0,004 \div 0,007$ руб/квт·год;

г) при выборе единого типоразмера конденсатора в диапазоне значений $g_F = 22 \div 32$ т/м²·ч $\Delta Z = 0,007 \div 0,008$ руб/квт·год.

Согласно анализу зависимости изменения себестоимости турбоустановки (т. е. турбины с конденсатором) от порядкового номера изготовленного агрегата [Л. 5-13], затраты, связанные с проектированием и освоением производства нового типа агрегата, составляют величину, численно равную примерно 6—8-кратной себестоимости данного серийного агрегата. При этом под серийным подразумевается агрегат с порядковым номером 25—30 и выше.

Исходя из допущения, что затраты, связанные с проектированием и освоением в производстве конденсатора, примерно пропорциональны соответствующей величине издержек по турбоустановке в целом, в проведенных расчетах принято, что возрастание затрат на изготовление каждой дополнительной модификации конденсационного устройства составляет величину, во всяком случае не превышающую 7-кратной себестоимости серийного конденсатора.

Вместе с тем при увеличении числа модификаций конденсатора турбоустановки не учитывается возрастание затрат на проектирование системы технического водоснабжения электростанции вследствие индивидуального в основном (за исключением пристанционного узла) характера ее проектирования.

б) Результаты технико-экономических расчетов

В табл. 5-7 указаны основные характеристики конденсационного устройства сопоставляемых вариантов турбоустановок. Из данных этой таблицы следует, в частности, что выбор для каждой из турбоустановок на 240 ата, 580/565°С одной, двух и трех модификаций конденсационного устройства позволяет получить соответственно около 60, 80 и 90% от максимально достижимой

Основные характеристики конденсационного устройства турбоустановок с различным числом модификаций конденсаторов

Тип турбоустановки	Удельная нагрузка выходного сечения турбины q_F , т/м ² ·ч	Число модификаций конденсационного устройства турбоустановки	Порядковый номер модификации конденсационного устройства	Кратность охлаждения, т	Удельная паровая нагрузка конденсатора q_K , кг/м ² ·ч	Расчетный коэффициент теплопередачи в конденсаторе (при $t_b=12^\circ\text{C}$), k , ккал/м ² ·ч·град	Давление в конденсаторе (при $t_b=12^\circ\text{C}$), P_K , атм	Изменение мощности турбины (нетто) относительно проектного варианта агрегата, %	Экономическая эффективность рассматриваемого варианта турбоустановки относительно запроектованного типа агрегата	
									ΔK , руб/квт	в процентах от максимальной достигнутой экономии
К-300-240 К-800-240	25,5	1	1	51,5	33,5	2370	0,036	-0,05	0,18	60
		2	1	45,5	34,5	2390	0,039	-0,10	0,24	81
		3	2	45,0	36,5	2390	0,039	-0,15	0,275	93
К-500-240 К-1000-240	32,0	1	1	40,5	42,5	2400	0,044	0,03	0,12	56
		2	2	36,0	44,0	2410	0,047	-0,08	0,176	82
		3	3	36,0	46,0	2400	0,049	-0,15	0,19	91

* Величины ΔK определены с учетом данных, приведенных в табл. 5-2, и осреднены в диапазоне значений $C_b = 10 \div 20$ руб/ч/м².

** При условии применения неограниченного числа модификаций конденсаторов.

экономии, обусловленной применением неограниченного числа модификаций конденсаторов.

В табл. 5-8 отражены результаты расчетов, иллюстрирующих сравнительную экономическую эффективность турбоустановок на 240 атм, 580/565°С с одной, двумя, тремя и неограниченным числом модификаций конденсаторов при условии их использования в характерном диапазоне изменения исходных данных ($t_b = 9 \div 15^\circ\text{C}$, $C_T = 3 \div 13$ руб/т у. т. и $C_b = 10 \div 20$ руб/ч/м²).

Эти расчеты базировались на следующих исходных данных.

1. Распределение ввода мощных турбоустановок по отдельным районам Советского Союза с различными значениями среднегодовой температуры охлаждающей воды t_b и стоимости топлива C_T

Таблица 5-8

Результаты технико-экономического сопоставления турбоустановок на 240 атм, 580 565°С с различным числом модификаций конденсаторов

Тип турбоустановки	Увеличение числа модификаций конденсаторов	Экономия приведенных* единовременных затрат при увеличении числа модификаций конденсаторов ΔK , руб/квт	Средний ежегодный ввод блоков с рассматриваемым турбином на уровне 1966—1973 гг., млн. кВт/год	Средняя годовая экономия при увеличении числа модификаций конденсаторов $\Delta K_{\text{сум}}$, тыс. руб/год	Себестоимость единичного элемента конденсатора при серийном его изготовлении, тыс. руб	Величина дополнительных затрат, обусловленная увеличением числа модификаций конденсаторов, $\Delta K_{\text{доп}}$, тыс. руб	Срок окупаемости дополнительных затрат $\theta^* = \frac{\Delta K_{\text{доп}}}{\Delta K_{\text{сум}}}$, лет
К-300-240	От 1 до 2 От 2 до 3	0,060 0,035	~5	300 175	260 270	1820 1890	~6 ~10,8
К-500-240	От 1 до 2	0,0575 **	~4	230	175	1230	~5,5
К-800-240 К-1000-240	От 2 до 3	0,025 **		100	180	1260	~12,5

* С учетом приведения к единовременным затратам разницы в ежегодных издержках

** Среднеарифметическое соответствующих значений ΔK для $g_F = 25,5$ и $32,0 \text{ т/м}^2 \cdot \text{ч}$ (см табл 5-7)

проведено в соответствии с предварительными разработками ТЭП (см. табл. 5-2).

2. Увеличение затрат на проектирование и изготовление каждой дополнительной модификации конденсатора определено таким образом:

а) для турбоустановок типа К-500-240 с 4 выхлопами, К-800-240 и К-1000-240 с 8 выхлопами — как 7-кратная себестоимость элемента конденсатора, обслуживающего двухпоточный цилиндр низкого давления турбины; размеры элементов конденсатора для агрегатов мощностью 500, 800 и 1000 Мвт в дальнейшем принимаются одинаковыми (табл. 5-9) по аналогии с тем, как принято в разработанных заводами проектах этих установок;

б) для турбоустановок типа К-300-240 с 3 выхлопами — как 7-кратная себестоимость всего конденсатора.

В связи с различиями в исчислении дополнительных затрат на проектирование и освоение в производстве конденсаторов для турбин К-300-240, с одной стороны, и для турбин К-500-240, К-800-240 и К-1000-240, с другой, обоснование рационального числа модификаций конденсаторов для этих двух групп агрегатов (см. табл. 8) дано отдельно.

3. При определении суммарной экономии, обусловленной увеличением числа модификаций конденсаторов для крупных турбо-

Характеристики рациональных модификаций конденсаторов для турбоустановок на 240 атм, 580/565° С

Тип турбоустановки	Длина конденсаторных труб, м	Модификация конденсационного устройства	Поверхность охлаждения конденсатора, м ²	Расход охлаждающей воды, м ³ /ч	Давление в конденсаторе при $t_0 = 12^\circ \text{C}$, атм	Средневзвешенная ¹ величина экономии относительно проектного варианта турбоустановки	
						руб/квт	процентах т. макс. экономии
К-300-240	9	1 2	15 750 18 000	30 000 34 500	0,037 0,033	0,19	63
	12	1 2	16 200 18 000	27 000 30 000	0,038 0,034	0,24	81
К-500-240	9	1 2	$2 \times 10\,500$ $2 \times 12\,000$	$2 \times 20\,000$ $2 \times 23\,000$	0,045 0,040	0,14	67
	12	1 2	$2 \times 10\,800$ $2 \times 12\,000$	$2 \times 18\,000$ $2 \times 20\,000$	0,047 0,041	0,17	82
К-800-240	9	1 2	$4 \times 10\,500$ $4 \times 12\,000$	$4 \times 20\,000$ $4 \times 23\,000$	0,037 0,033	0,19	63
	12	1 2	$4 \times 10\,800$ $4 \times 12\,000$	$4 \times 18\,000$ $4 \times 20\,000$	0,038 0,034	0,24	81

Примечание. Для турбоагрегата типа К-1000-240 рациональные величины поверхности охлаждения конденсатора и расхода циркуляционной воды соответственно вдвое выше, чем для установки К-500-240

¹ В соответствии с данными, приведенными в табл. 5-2.

установок, в соответствии с разработками ЦКТИ принято, что в период 1966—1973 гг. (т. е. в начальный период внедрения сверхмощных агрегатов) ежегодный ввод мощности за счет блоков с турбинами К-500-240 и К-800-240 (К-1000-240) составит в среднем 4 млн. квт, а вводимая мощность блоков с турбинами К-300-240 достигнет в этот период примерно 5 млн. квт в год.

4. В качестве критерия эффективности увеличения числа модификаций конденсаторов принят параметр, аналогичный по физическому смыслу сроку окупаемости и представляющий собой отношение $\Delta K_{\text{доп}} / \Delta K_{\text{сум}}$, где $\Delta K_{\text{доп}}$ и $\Delta K_{\text{сум}}$ — соответственно дополнительные затраты и годовая экономия, обусловленные увеличением числа модификаций конденсаторов турбины на единицу.

Приведенные в табл. 5-8 результаты показывают, что при выборе для турбоустановок на параметры 240 атм, 580/565°С двух модификаций конденсаторов вместо одной дополнительные затраты $\Delta K_{\text{доп}}$ окупаются примерно за 6 лет, а при выборе трех модификаций конденсаторов вместо двух — за 11—12 лет. Отсюда следует, что для каждого из агрегатов мощностью 300—1000 Мвт на указанные параметры пара оправдывается применение двух

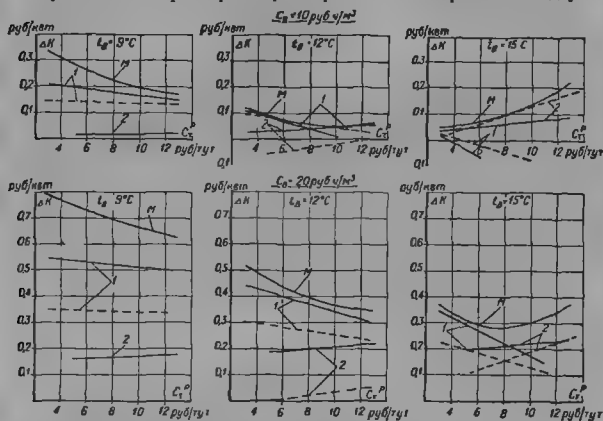


Рис. 5-26. Экономическая эффективность применения рациональных типоразмеров конденсаторов для турбин мощностью 300 и 800 Мвт на 240 атм, 580/565°С ($G_F = 25,5 \text{ т/м}^2 \cdot \text{ч}$).

1 — первая модификация конденсационного устройства; 2 — вторая модификация; М — кривая максимально достижимой экономии, обусловленной применением неограниченного числа модификаций конденсаторов.
— — — — — $l = 12 \text{ м}$; — — — — — 9 м .

модификаций конденсационного устройства. Основные характеристики рассмотренных модификаций конденсаторов и показатели их экономической эффективности приведены в табл. 5-9 и на рис. 5-26 и 5-27.

Графики на рис. 5-26 и 5-27 иллюстрируют экономическую эффективность применения для турбоустановок на 240 атм, 580/565°С (в характерном для крупных конденсационных агрегатов диапазоне изменения исходных данных: $t_0 = 9 \div 15^\circ\text{С}$, $c_F^P = 3 \div 13 \text{ руб/т у. т.}$ и $C_0 = 10 \div 20 \text{ руб} \cdot \text{ч/м}^2$) выявленных оптимальных модификаций конденсаторов вместо запроектированных в настоящее время. При этом рассмотрены два варианта конструк-

тивного выполнения конденсаторов: с трубками длиной 9 и ~12 м (с учетом сохранения двухходовой конструкции конденсатора и использования в соответствии с существующей практикой трубок диаметром не менее 24/22 мм). Выбор трубок указанных линейных размеров диктовался следующими соображениями.

Как видно из рис. 5-25, оптимальные для представляющего практический интерес диапазона значений $C_B = 10 \div 20 \text{ руб} \cdot \text{ч}/\text{м}^3$

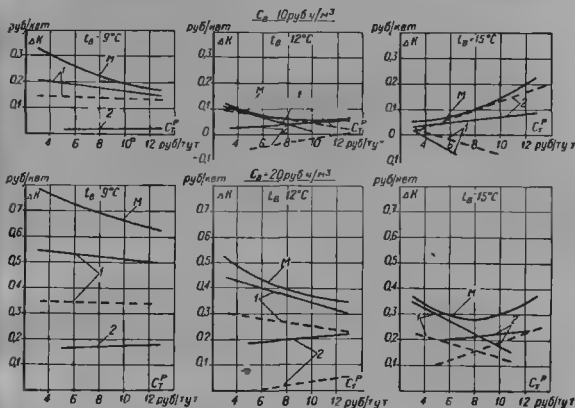


Рис. 5-27. Экономическая эффективность применения рациональных типоразмеров конденсаторов для турбин 500 и 1000 Мвт на 240 атм, 580/565° С ($g_F = 32 \text{ т}/\text{м}^2 \cdot \text{ч}$).

1 — первая модификация конденсационного устройства. 2 — вторая модификация; М — кривая максимально достижимой экономии, обусловленной применением неограниченного числа модификаций конденсаторов.
— $l = 12 \text{ м}$. - - - - - 9 м.

модификации конденсаторов (с учетом сохранения из конструктивных соображений числа ходов воды $z = 2$) должны иметь отношение $l/d_n = 490 \div 520$, где l — активная длина и d_n — внутренний диаметр конденсаторных трубок. При условии использования трубок с внутренним диаметром не менее 23—22 мм это соотношение означает необходимость применения конденсаторных трубок длиной 11—12 м.

Однако трубки такой длины в отечественном паротурбостроении пока еще не применяются¹. Поэтому наряду с выявлением

¹ В США, как известно, для многих крупных турбоустановок используются конденсаторные трубки длиной до 12 и даже до 18 м [Л. 5-21].

оптимального решения исследуемой задачи (предусматривающего применение конденсаторных трубок длиной 12 м) рассмотрен и частный ее случай, сводящийся к обоснованию рациональных типоразмеров конденсаторов и определению обеспечиваемой ими экономической эффективности при использовании уже освоенных в настоящее время трубок длиной до 9 м. Согласно выполненным технико-экономическим расчетам, в этом случае также оправдано применение для каждого из рассмотренных типов турбоагрегатов двух модификаций конденсационного устройства.

Графики на рис. 5-26 и 5-27 определяют области целесообразного применения выявленных модификаций конденсаторов, а также позволяют судить об экономической эффективности конденсаторов с различной длиной трубок.

Для иллюстрации сравнительной эффективности рассмотренных модификаций конденсаторов с 9 и 12-метровыми трубками на рис. 5-26 и 5-27 показана теоретическая кривая максимальной достижимой экономии (относительно существующих типов агрегатов), которая отвечает условию выбора для различных сочетаний σ_T^* , t_n^* и C_n оптимальных характеристик конденсатора или, другими словами, условию применения для каждого типа агрегата неограниченного числа модификаций конденсаторов (см. кривую М).

Данные табл. 5-9 и графики рис. 5-26 и 5-27 позволяют сделать следующие выводы.

1. Для одновальных турбоагрегатов мощностью 500 Мвт с четырьмя выхлопами и двухвальных агрегатов мощностью 800 и 1000 Мвт с восемью выхлопами предусматриваются в сущности одни и те же модификации конденсационного устройства, ибо для турбин по 800 и 1000 Мвт с вдвое большим, чем в агрегате 500 Мвт, числом выхлопов рекомендуемые типоразмеры конденсаторов имеют соответственно вдвое большие поверхности охлаждения и расходы циркуляционной воды.

Таким образом, для турбоагрегатов мощностью 500, 800 и 1000 Мвт могут быть использованы всего два типоразмера конденсационного устройства.¹

Поскольку для турбин по 300 Мвт с тремя выхлопами также предусматриваются две модификации конденсаторов, в целом для серии турбоустановок мощностью 300—1000 Мвт рекомендуются четыре типоразмера¹ конденсационного устройства. Следует при этом отметить, что величины поверхности охлаждения конденсаторов и расхода циркуляционной воды, приходящихся на один выхлоп турбины, принимаются для всех агрегатов на 240 ата, 580/565° С одинаковыми.

¹ Этот вывод является общим независимо от того, используются ли для всей серии рассматриваемых турбоустановок конденсаторные трубки длиной 9 или ~12 м.

2. Рекомендуемые для каждого из турбоагрегатов модификации конденсаторов могут быть одинаковыми по конструктивному выполнению, т. е. у них могут быть идентичными корпус, трубные доски и конденсаторные трубки. В этих условиях первая модификация получается из второй путем соответствующего уменьшения числа устанавливаемых трубок, чем и обеспечивается требуемое сокращение поверхности охлаждения и расхода циркуляционной воды относительно второй модификации. Нормализованные конструкции трубных досок с одинаковой их разметкой будут различаться в этом случае числом отверстий.

3. Использование выявленных рациональных типоразмеров конденсаторов вместо существующих связано при прочих равных условиях с изменением мощности (или тепловой экономичности) турбоустановки (нетто) относительно проектного уровня в пределах $\pm 0,15\%$. Вследствие такой незначительной разницы в величине располагаемой мощности (тепловой экономичности) сопоставляемых вариантов турбоустановок экономическую эффективность, обусловленную применением рекомендуемых модификаций конденсационного устройства, можно рассматривать как экономию приведенных единовременных затрат относительно проектных вариантов турбоагрегатов (т. е. с учетом стоимости замещаемой мощности и соответствующего приведения к единовременным затратам разницы в годовых издержках).

4. Практическое осуществление рекомендуемых модификаций конденсационного устройства позволит получить следующую экономию единовременных затрат по турбоустановкам на 240 ата, 580/565° С:

а) в среднем 0,18—0,25 руб/квт, или 70—90% от соответствующей максимально достижимой величины экономии (см. кривую М на рис. 5-26 и 5-27), при использовании конденсаторных трубок длиной ~ 12 м;

б) в среднем 0,15—0,20 руб/квт, или 55—70% от соответствующей максимально достижимой величины экономии, при использовании конденсаторных трубок длиной ~ 9 м. Это означает, что применение конденсаторов с 9-метровыми трубками дает в среднем 80% от экономии, достижимой при условии использования трубок длиной до 12 м.

В связи с относительно высокой экономической эффективностью выявленных модификаций конденсаторов с 9-метровыми трубками и реальными возможностями освоения таких конденсаторов без особых конструктивных трудностей, они рекомендуются в качестве основных типоразмеров конденсационного устройства (табл. 5-10). Конденсаторы же с трубками длиной ~ 12 м можно рассматривать как оптимальные в исследуемом диапазоне исходных данных. Освоение в будущем таких конденсаторов открывает возможности для дальнейшего повышения экономической эффективности конденсационного устройства турбоустановок.

Таблица 5-10

Основные характеристики рекомендуемых унифицированных типоразмеров конденсаторов для турбин мощностью 300—1000 Мвт (1—9 м)

Типы турбин	Поверхность охлаждения конденсатора, м ²		Расход охлаждающей воды, м ³ /ч		Давление в конденсаторе при $t_{\text{в}} = 12^\circ \text{C}$, атм	
	1	2	1	2	1	2
K-300-240	15 750	18 000	30 000	34 500	0,037	0,033
K-500-160*	2×10 500	—	2×20 000	—	0,047	—
K-500-240	2×10 500	2×12 000	2×20 000	2×23 000	0,045	0,040
K-800-240	4×10 500	4×12 000	4×20 000	4×23 000	0,037	0,033
K-1000-240	4×10 500	4×12 000	4×20 000	4×23 000	0,045	0,040

Примечание. 1 и 2 — первая и вторая модификации конденсатора.

* Данный тип турбоагрегата намечается к использованию исключительно в районах дешевого топлива

При рассмотрении данных, приведенных в табл. 5-8 и 5-9, необходимо иметь в виду следующее. Хотя расчеты выполнены для турбоагрегатов с лопатками последней ступени длиной 960 мм (т. е. для агрегатов с удельной нагрузкой выходного сечения $g_F = 25,5$ и $32,0 \text{ т/м}^2 \cdot \text{ч}$), полученные результаты и выводы с достаточным основанием могут быть распространены и на турбоустановки с последними лопатками длиной 1050 мм, т. е. на агрегаты с $g_F = 22,5 \text{ т/м}^2 \cdot \text{ч}$ (турбины K-300-240 и K-800-240) и $g_F = 28,5 \text{ т/м}^2 \cdot \text{ч}$ (турбины K-500-240 и K-1000-240). Дело в том, что, согласно проведенным расчетам, выбор для турбин с удельными нагрузками выходного сечения $g_F = 22,5$ и $28,5 \text{ т/м}^2 \cdot \text{ч}$ размеров конденсационного устройства, оптимальных при прочих равных условиях для агрегатов с удельными нагрузками соответственно $25,5$ и $32,0 \text{ т/м}^2 \cdot \text{ч}$, связан с перерасходом расчетных затрат, не превышающим $0,003 \text{ руб/кат} \cdot \text{год}$. Следовательно, рекомендуемые в табл. 5-9 модификации конденсационного устройства могут быть унифицированы для разработанных отечественными заводами агрегатов на 240 атм , $580/565^\circ \text{C}$ с лопатками последней ступени длиной 960 и 1050 мм.

С учетом полученного в § 5-7 вывода о практической независимости оптимальных характеристик конденсационного устройства от уровня начальных параметров пара выявленные для турбоустановок на 240 атм , $580/565^\circ \text{C}$ рациональные модификации конденсаторов целесообразно использовать также для разработки в настоящее время турбоагрегата типа K-500-160 мощностью 500 Мвт на параметры пара 160 атм , $540/540^\circ \text{C}$.

Основные характеристики рекомендуемых унифицированных типоразмеров конденсаторов для турбин мощностью 300—1000 Мвт сведены в табл. 5-10, из которой видно, что для этой серии мощных турбоагрегатов могут быть использованы всего четыре типоразмера конденсационного устройства.

В заключение необходимо отметить следующее.

1. Приведенное обоснование унифицированных типоразмеров конденсаторов базируется на ряде исходных данных, которые, как отмечалось выше, либо являются предварительными (например, в табл. 5-2), либо требуют уточнения (в частности, величина затрат, связанных с освоением каждой дополнительной модифи-

кации конденсатора). Поэтому указанные в табл. 5-9 и 5-10 основные характеристики рекомендуемых типоразмеров конденсаторов следует рассматривать как ориентировочные, выявленные лишь в первом приближении. Окончательный выбор характеристик конденсационных устройств может быть сделан после конструктивной разработки конденсаторов на турбостроительных заводах и рассмотрения условий их компоновки в машинном зале.

Вместе с тем представляется, что уточнения отдельных исходных данных не должны повлиять на полученные принципиальный вывод о целесообразности изготовления для каждого из типов крупных конденсационных турбин не менее двух модификаций конденсаторов. В самом деле, с учетом ввода в 1966—1973 гг. энергооборудования не только на параметры пара 240 *атм*, 580/565° С, как было принято в расчетах, но и на 160 *атм*, 540/540° С, ежегодная экономия $\Delta K_{\text{сум}}$ будет выше величины, указанной в табл. 5-8. В то же время величина дополнительных издержек $\Delta K_{\text{доп.}}$ связанных с изготовлением четырех предложенных типоразмеров конденсаторов (с учетом использования их не только для агрегатов на 240 *атм*, но и для установок на 160 *атм*), окажется, вероятно, несколько меньше принятой величины, которая определялась из расчета 7-кратной себестоимости единичного элемента конденсатора для каждого из рассмотренных типов агрегатов.

2. Практическое осуществление предложенных унифицированных типоразмеров конденсаторов на базе использования освоенных промышленностью 9-метровых трубок позволит получить по турбоустановкам 300—1000 *Мвт* экономию единовременных затрат относительно существующих и запроектированных типов агрегатов 0,15—0,20 *руб/квт*. С учетом планируемого на ближайший период ежегодного ввода установленной мощности (за счет крупных блоков) примерно 8—10 *млн. квт* экономия единовременных затрат по энергетике составит около 1—2 *млн. руб* в год.

При освоении конденсаторных трубок длиной 11—12 *м* величина экономии может возрасти соответственно на 25%.

3. Рекомендуемое снижение номинальной кратности охлаждения относительно современных проектных величин позволяет без дополнительных затрат на гидротехнические сооружения несколько повысить мощность станций с прудовой системой водоснабжения при сохранении на существующем уровне расчетной температуры охлаждающей воды.¹ Эта возможность представ-

¹ Такая возможность укрупнения мощности станции обусловлена тем, что, согласно принятой методике расчета, при изменении расчетной кратности охлаждения *т* размеры пруда-охладителя сохраняются постоянными. Следовательно, уменьшение *т* относительно существующего уровня в условиях неизменной мощности станции приведет к некоторому снижению расчетной температуры воды в пруде (благодаря этому эффективность рекомендуемых типоразмеров конденсаторов будет несколько больше величины, указанной в табл. 5-7.)

ляется весьма существенной в тех случаях, когда мощность электростанции ограничивается условиями водоснабжения.

Согласно выполненным расчетам, увеличение мощности станций может примерно составить: 3—10% при использовании предложенных типоразмеров конденсаторов с 9-метровыми трубками и 7—17% при применении конденсаторов с трубками длиной 11—12 м (большие цифры увеличения мощности отвечают первой модификации конденсатора, меньшие — второй).

5-9. Конечные параметры пара, характеристики ч. н. д. и конденсационных устройств мощных зарубежных турбин

В практике проектирования паротурбинного оборудования в США, Англии, ФРГ, Франции и других странах серьезное внимание [Л. 5-15; 5-18—5-20] уделяется вопросам обоснования конечного давления пара и расчетных характеристик конденсаторов в зависимости от местных условий (стоимости топлива, среднегодовой температуры охлаждающей воды и т. д.).

а) Расчетное давление в конденсаторе

Среди технически развитых капиталистических государств наибольшее разнообразие климатических условий характерно для США. В связи с этим расчетное конечное давление для мощных американских конденсационных турбоустановок выбирается в широких пределах — от 0,0173 до 0,120 *ата*. При этом наибольшее распространение имеют турбоагрегаты с конечным давлением $p_k = 0,0345 \div 0,052$ *ата* (примерно 60% установок мощностью 100 *Мвт* и выше, введенных в эксплуатацию в 1959—1961 гг.).

Для Англии характерны меньшее разнообразие климатических условий и более дорогое топливо, чем в США. Поэтому диапазон расчетных давлений в конденсаторах здесь более узок (всего 0,0345—0,045 *ата*), а абсолютные значения p_k в среднем ниже, чем в США, несмотря на широкое применение для электростанций Англии систем обратного водоснабжения. Как указывается в английской технической литературе [Л. 5-14], даже в условиях обратного водоснабжения конечные давления пара в мощных турбоустановках можно было бы снизить до 0,030—0,037 *ата* за счет увеличения поверхности градирен и конденсаторов. Однако с учетом необходимого развития ч. н. д. турбин это признано экономически нецелесообразным.

Мощные турбоустановки ФРГ рассчитываются на конечное давление 0,025—0,035 *ата*; французские и швейцарские установки — на 0,035 *ата* при прямоточной системе водоснабжения и на 0,040—0,050 *ата* при обратном водоснабжении. Крупные агрегаты Канады проектируются на конечное давление 0,032—0,035 *ата*, Италии — на 0,052 *ата* и Швеции — на 0,022—0,032 *ата*.

б) Удельные паровые нагрузки конденсаторов и кратности охлаждения

В мощных турбоустановках США удельные паровые нагрузки конденсаторов колеблются в широких пределах: от 27—30 $\text{кг/м}^2 \cdot \text{ч}$ (станции Дип Уотер и Уил Каувтн) до 55—60 $\text{кг/м}^2 \cdot \text{ч}$ (станции Бал Ран и Уидоус Крик). При этом наибольшее распространение имеют турбоустановки с удельными нагрузками d_k в диапазоне 38—47 $\text{кг/м}^2 \cdot \text{ч}$. Вместе с тем принимаемые для американских турбоустановок кратности охлаждения достигают во многих случаях 70—80, что является следствием относительно невысокой в США стоимости сооруженной технической водоснабжения КЭС. Высокие значения расчетной кратности охлаждения обуславливают широкое применение в США одноходовых конденсаторов. Так, например, из числа агрегатов единичной мощностью 230—250 *Мвт* и выше, введенных в 1959—1961 гг., примерно для 80% установок (по мощности) предусматривалось применение одноходовых конденсаторов. Обычно принимаемые скорости охлаждения воды в конденсаторных трубках составляют 2,2—2,5 *м/сек* в одноходовых конденсаторах и 2,0—2,3 *м/сек* в двухходовых.

Для турбостроения Англии более характерно использование двухходовых конденсаторов с удельной паровой нагрузкой $d_k = 35 \div 40 \text{ кг/м}^2 \cdot \text{ч}$ и кратностью охлаждения $m = 55 \div 60$.¹ Это в значительной степени является следствием ограниченности водных ресурсов в Англии.

Во Франции принимаемые значения d_k также составляют во многих случаях 30—35 $\text{кг/м}^2 \cdot \text{ч}$, а кратности охлаждения $m \approx 70$.

в) Удельные нагрузки выходного сечения турбины и выходные потери

В мощных американских турбинах расчетные удельные нагрузки выходного сечения колеблются в широких пределах: от 13—18 $\text{т/м}^2 \cdot \text{ч}$ (станции Оук Крик и Стейт-Лайн) до 38—43 $\text{т/м}^2 \cdot \text{ч}$ (станции Бал Ран и Уидоус Крик). Наиболее распространены удельные нагрузки на уровне 28—33 $\text{т/м}^2 \cdot \text{ч}$. Выходные потери обычно принимаются в пределах 6—9 ккал/кг при расчетном вакууме в конденсаторе и номинальной мощности турбины. Вместе с тем в отдельных случаях величина выходных потерь выбирается на уровне 10—12 ккал/кг и выше, что вызвано, по-видимому, стремлением сохранить обновляемую конструкцию турбоагрегата (например, турбина к блоку № 8 станции Эвон), либо упростить его конструкцию (сократить число цилиндров, выхлопов, длину турбоустановки и т. п.), либо повысить единичную мощность агрегата.

В Англии для новых мощных турбоустановок мощностью 275, 350, 500 и 550 *Мвт* удельные нагрузки выходного сечения приняты на уровне 19—24 $\text{т/м}^2 \cdot \text{ч}$ и выходные потери $\sim 5 \text{ ккал/кг}$.

¹ Для проектируемых турбин по 500 *Мвт* предусматриваются одноходовые конденсаторы.

В установках меньшей единичной мощности ($N = 100-200$ Мет) удельные нагрузки выхлопа равны ~ 30 т/м²·ч, а выходные потери 7—9 ккал/кг.

Швейцарская фирма Эшер Висс проектирует турбины с выходными потерями, не превышающими 6 ккал/кг.

ЛИТЕРАТУРА

- 5-1. Гельтман А. Э., Цукерман Р. В., Шляхова Г. В., Будняцкий Д. М., Выбор рационального вакуума для мощных конденсационных турбин, «Электрические станции», 1959, № 3.
- 5-2. Гельтман А. Э., Цукерман Р. В., Шляхова Г. В., Будняцкий Д. М., К выбору рациональных характеристик ч. н. д. и конденсационных устройств турбин на 240 атм, 580 С, «Энергомашиностроение», 1959, № 8.
- 5-3. Стыркович М. А., Матвеев Г. А., Попырин Л. С., Выбор конечного давления и проходных сечений последних ступеней конденсационных паровых турбин большой мощности, «Электрические станции», 1959, № 3.
- 5-4. Берман Л. Д., Коэффициент теплопередачи поверхностного конденсатора, «Известия ВТИ», 1951, № 3.
- 5-5. Николаев Г. В., Сравнительные данные величин опытных коэффициентов теплопередачи в конденсаторах, «Энергомашиностроение», 1961, № 1.
- 5-6. Берман Л. Д., Вопросы теплового расчета конденсаторов паровых турбин, «Энергомашиностроение», 1961, № 1.
- 5-7. Блюдов В. П., Конденсационные устройства паровых турбин, Госэнергоиздат, 1952.
- 5-8. Берман Л. Д., Рубинштейн Я. М., О выборе размеров выхлопной части и конденсатора турбины, «Электрические станции», 1959, № 4.
- 5-9. Левин А. В., К выбору единичных мощностей одновалных паровых турбин, «Теплоэнергетика», 1960, № 2.
- 5-10. Будняцкий Д. М., Определение наилучшего конечного давления для конденсационных турбоустановок, «Теплоэнергетика», 1962, № 4.
- 5-11. Гельтман А. Э., Будняцкий Д. М., К выбору рациональных единичных мощностей и числа валов крупных конденсационных турбоагрегатов, «Энергомашиностроение», 1961, № 10.
- 5-12. Будняцкий Д. М., Аналитический метод определения экономически наилучших характеристик конденсационного устройства турбоустановок, «Энергомашиностроение», 1962, № 8.
- 5-13. Цукерман Р. В., Дойников Н. Ф., Ломашева Н. И., Техничко-экономические показатели изготовления паровых турбин, «Энергомашиностроение», 1962, № 8.
- 5-14. Энергетическое машиностроение за рубежом, ЦИНТИМАШ, 1961.
- 5-15. Schaal V. G., Beitrag zur Bestimmung des wirtschaftlichen Kühlwassersstromes bei Kondensationsturbosätzen, «Elektrizitäts-wirtschaft», 1959, Bd. 58, N 21.
- 5-16. Archbold M. J., Miholits F. U., Leidner A., Persson E. E., Economic sizing of condensers through the use of the digital compute, «Combustion», 1960, v. 31, N 12.
- 5-17. Skrotzki B. G. A., Power station engineering and economy, N-Y, 1960.
- 5-18. Morgan D. W. K., Fulton S. D., The economics of large reheat turbine-exhaust-end size selection, «Transactions of the ASME», 1955, v. 77, N 3.
- 5-19. Miller E. H., Sidun A., Economic determination of condenser and turbine-exhaust sizes, «Transactions of the ASME», 1955, v. 77, N 3.
- 5-20. Alberto G., Schema di calcolo per la ottimizzazione dei condensatori a superficie per gruppi turbogeneratori, «Termotechnica», 1959, v. 13, N 6.
- 5-21. «Heat Engineering», 1958, v. 33, N 4, p. 20.

ВЫБОР ТЕМПЕРАТУРЫ ПИТАТЕЛЬНОЙ ВОДЫ И ТЕМПЕРАТУРЫ УХОДЯЩИХ ГАЗОВ

6-1. Состояние вопроса и основные положения

Определение оптимальной температуры подогрева питательной воды в регенеративном цикле турбоустановки является одним из основных вопросов выбора параметров тепловой схемы.

С повышением начальных параметров пара и укрупнением мощностей турбоустановок схемы регенерации усложняются, что значительно затрудняет их исследование. Вместе с тем существующая тенденция к снижению температуры уходящих газов обостряет необходимость комплексного решения вопроса о рациональных пределах регенеративного подогрева питательной воды и выбора температуры уходящих газов. Большое число влияющих факторов делает задачу строгого аналитического исследования весьма трудной. Это обстоятельство привело к разработке различными авторами ряда приближенных методов, основанных на резко отличных предпосылках.

Работы проф. Я. М. Рубинштейна (с помощью коэффициентов энергоценности тепла — Л. 6-1), проф. Д. П. Гохштейна (энтропийным методом — Л. 6-2), проф. Г. И. Фукса (с помощью понятия о среднетермодинамической температуре процессов подвода и отвода тепла — Л. 6-3), а также д. т. н. Д. Д. Калафати [Л. 6-4] посвящены теории регенеративного цикла. В этих работах в основном рассматривается вопрос о распределении подогрева питательной воды между подогревателями. Вместе с тем Д. П. Гохштейном и Д. Д. Калафати выводятся формулы для определения термодинамически наиболее выгодной температуры питательной воды. Обзор и анализ этих исследований в значительной степени сделаны Д. Д. Калафати [Л. 6-4].

Следует, однако, заметить, что практическое применение формул для определения термодинамически наиболее выгодной температуры питательной воды весьма ограничено.

Для определения оптимальной температуры питательной воды необходимо, кроме термодинамических факторов, учитывать еще и влияние изменения температуры питательной воды на стоимость оборудования. Экономически оптимальные значения температуры питательной воды существенно отличаются от термодинамически наиболее выгодных.

В 1958 г. Д. Д. Калафати [Л. 6-5] предложил метод определения оптимальной температуры питательной воды исходя из наименьшего к. п. д. установки (с учетом к. п. д. котла) при неизменных поверхностях нагрева котлоагрегата. Поскольку оптимальная температура питательной воды зависит от температуры уходящих

газов, которая в данном случае определяется произвольно выбранными размерами хвостовых поверхностей нагрева котлоагрегата, этот метод не может дать оптимальных решений для проектируемых агрегатов; областью его применения может быть лишь рационализация параметров тепловой схемы работающих установок.

Принципиально наиболее правильно к рассматриваемому вопросу подошел проф. А. И. Андрищенко [Л. 6-6 и 6-7], связав упрощенной формулой изменение температуры питательной воды ($t_{п.в.}$) с соответствующим изменением оптимального значения температуры уходящих газов (θ_{yx}). Вместе с тем А. И. Андрищенко ввел в анализ весьма существенные допущения: принят постоянным температурный перепад между газами и водой на холодном конце экономайзера (в то время как оптимальная величина этого перепада, как показано ниже, зависит от ряда факторов); не учитываются связанные с изменением температуры питательной воды изменения поверхности нагрева второй ступени воздухоподогревателя, пароперегревателя, регенеративных подогревателей, а также изменения расходов энергии на питательный насос и тягодутьевые устройства.

Ю. Н. Питерцев [Л. 6-8] в своих расчетах исходит из отдельного определения оптимальных значений температур питательной воды и уходящих газов, причем сначала для стандартных значений $t_{п.в.}$ находят оптимальные величины θ_{yx} , а затем применительно к этим значениям вычисляются оптимальные температуры питательной воды (в общем случае, естественно, не совпадающие с ранее принятыми). Эти расчеты выполнены для диапазона начальных давлений пара 30—110 *атм*.

Определению оптимальной температуры уходящих газов при фиксированных стандартных $t_{п.в.}$ была посвящена работа, выполненная в Лаборатории внутрикотловых процессов ЭНИН под руководством чл.-корр. АН СССР М. А. Стыриковича [Л. 6-9].

Раздельное определение оптимальных значений $t_{п.в.}$ и θ_{yx} не позволяет найти наивыгоднейшего решения. Это объясняется тем, что и температура питательной воды, и температура уходящих газов оказывают влияние на капиталовложения в оборудование турбоустановки, на расход топлива и потребление энергии механизмами собственных нужд станции, т. е. расчетные затраты (Z) на установку являются функцией $t_{п.в.}$ и θ_{yx} .

Недопустимость в общем случае раздельного определения оптимальных значений $t_{п.в.}$ и θ_{yx} наглядно иллюстрирует геометрическая интерпретация уравнения $Z = f(t_{п.в.}, \theta_{yx})$.

Как известно, функцию двух переменных можно представить в виде поверхности P в трехмерном пространстве (рис. 6-1).

Пусть минимальному значению функции Z отвечает точка M_0 на поверхности P , тогда точки пересечения плоскостей Q и N , проходящих через точку M_0 и параллельных плоскостям координат, с осями координат $t_{п.в.}$ и θ_{yx} будут соответствовать оптималь-

ным значениям $t_{п.в}$ и $\vartheta_{ух}$. Раздельное определение оптимумов, например выбор $t_{п.в}$ при $\vartheta_{ух} \neq \vartheta_{ух}^{опт} = \text{const}$, равносильно нахождению оптимума в плоскости R , параллельной плоскости $30t_{п.в}$. Очевидно, что $3 > 3_{опт}$.

Следовательно, практически всегда значение расчетных затрат, соответствующее оптимальной температуре питательной воды при $\vartheta_{ух} = \text{const}$, не является минимальным. Путем изменения температуры уходящих газов в этом случае можно добиться уменьшения расчетных затрат. Полученная при этом оптимальная температура уходящих газов также не соответствует минимуму расчетных затрат, так как, изменяя $t_{п.в}$, можно получить дополнительно некоторое снижение расчетных затрат и т. д.

Таким образом, действительно оптимальные значения $t_{п.в}$ и $\vartheta_{ух}$ можно найти лишь при совместном их определении. Этот принцип и положен в основу излагаемых ниже исследований.

Для решения вопроса о рациональных пределах регенеративного подогрева питательной воды и степени охлаждения газов в котлоагрегате производился детальный технико-экономический анализ. При этом учитывались следующие факторы:

а) изменение расхода топлива, связанное с изменением термического к. п. д. цикла, экономичности котельного агрегата и выходной потери из последней ступени турбины (при заданных условиях конструктивной прочности величине площади выходного сечения);

б) изменение мощности, потребляемой механизмами собственных нужд станции (питательный, конденсатный и циркуляционный насосы, дымососы и вентиляторы);

в) изменение капиталовложений в котлоагрегат (при этом сравниваемые варианты должны быть рассчитаны для оптимальных с точки зрения расчетных затрат температурных напоров в хвостовой части котлоагрегата);

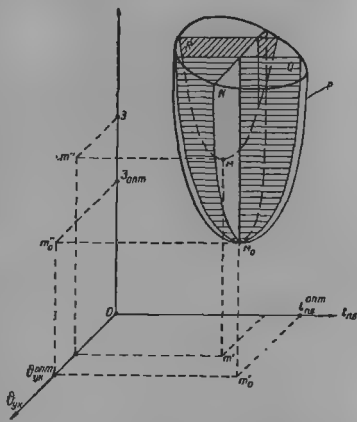


Рис 6-1. Геометрическая интерпретация раздельного и совместного определения оптимальных значений $t_{п.в}$ и $\vartheta_{ух}$.

г) изменение капиталовложений в регенеративную схему установки;

д) изменение капиталовложений в систему водоснабжения и конденсационное устройство в связи с переменным расходом пара в конденсатор.

Изменения капиталовложений в паропроводы острого пара и промежуточного перегрева не оказывают существенного влияния на оптимум $t_{п.в.}$

Учет этих факторов связан с очень громоздкими детальными расчетами. Поэтому была разработана упрощенная методика, облегчающая определение оптимума $t_{п.в.}$ и $\theta_{ух}$.

6-2. Влияние температуры питательной воды на эффективность регенерации

Определение изменения удельного расхода тепла на турбоустановку при сравнительно небольшом изменении температуры питательной воды путем детального расчета тепловых схем не только громоздко, но и не всегда обеспечивает необходимую точность.

Это связано с тем, что небольшие изменения удельного расхода тепла приходится определять как разность достаточно больших величин. Поэтому предпочтительнее пользоваться методами, дающими возможность находить сразу изменение экономичности. Абсолютная погрешность при этом резко уменьшается.

Рассмотрим упрощенную методику, позволяющую с достаточной степенью приближения определять удельный расход тепла по машинному залу при переменной температуре питательной воды.

Примем упрощенную модель тепловой схемы, изображенную на рис. 6-2. Предположим, что повышение температуры питательной воды обеспечивается путем увеличения числа подогревателей и расход пара в конденсатор при всех значениях температуры питательной воды остается постоянным, поэтому мощность турбины на данном этапе анализа рассматриваем как переменную.

Поскольку изменение выработки энергии турбоустановкой в этих условиях происходит по теплофикационному циклу (на базе внутреннего теплового потребления), удельный расход тепла выразится формулой

$$q = \frac{860(Q_0 + \Delta W_T)}{W_0 + \Delta W_T} \text{ [ккал/квт} \cdot \text{ч]}, \quad (6-1)$$

где Q_0 — тепло, подаваемое в машинный зал в исходном случае, ккал/ч;

W_0 — тепловой эквивалент энергии, отдаваемой установкой в исходном случае, ккал/ч;

ΔW_T — изменение выработки энергии турбиной, ккал/ч.

Если дополнительно учесть увеличение расхода энергии на питательные насосы (ΔW_n), а также практически полный возврат ее в цикл в виде тепла, сообщаемого питательной воде, то формула (6-1) примет вид

$$q_n = \frac{860(Q_0 + \Delta W_T - \Delta W_n)}{W_0 + \Delta W_T - \Delta W_n}. \quad (6-2)$$

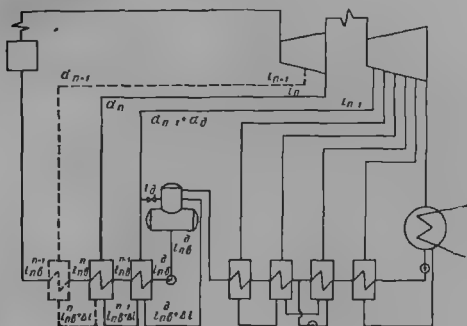


Рис 6-2 Модель тепловой схемы турбоустановки.

— исходная тепловая схема;

- - - добавляемый подогреватель;

$i_{пв}^n$ — теплосодержание питательной воды после n -го подогревателя;

Δi — разность теплосодержаний конденсата греющего пара (дренажа) на выходе из подогревателя и питательной воды на входе в тот же подогреватель

Если $q_{н0} = \frac{860Q_0}{W_0}$ — удельный расход тепла (нетто) в исходном случае, то его относительное изменение

$$\xi = \frac{q_n - q_{н0}}{q_{н0}} = \frac{\Delta \omega}{\omega_{он} + \Delta \omega} (\eta_{н0} - 1), \quad (6-3)$$

где $\Delta \omega = \frac{\Delta W_T - \Delta W_n}{G_0}$ — изменение удельного отпуска электроэнергии на 1 кг пара в исходном случае, ккал/кг;

$\omega_{он}$ — удельный отпуск электроэнергии в исходном случае, ккал/кг;

G_0 — расход острого пара в исходном случае, кг/ч;

$\eta_{н0}$ — к. п. д. машинного зала (нетто) в исходном случае.

Из формулы (6-3) видно, что для определения изменения удельного расхода тепла (нетто) при переменной $t_{пв}$ необходимо знать величину $\Delta \omega = \Delta \omega_T - \Delta \omega_n$, которая вычисляется как разность

изменения удельной выработки энергии турбоустановкой на 1 кг острого пара и изменения удельного расхода энергии (также на 1 кг острого пара) на питательный насос. Расход энергии на циркуляционный и конденсатный насосы в условиях постоянного расхода пара в конденсатор не меняется и потому не учитывается.

а) Определение изменения удельной выработки энергии ($\Delta\omega_T$) в зависимости от температуры питательной воды

Применительно к условиям проектирования реальных турбоустановок вследствие необходимости размещения камер отборов между ступенями турбины, а также по конструктивным соображениям нужно считать заданными возможные точки отборов на подогревателе высокого давления.

Средний оптимальный интервал подогрева питательной воды в подогревателе, определяющий число регенеративных отборов, составляет 25—35° С.

Исходя из этих предпосылок при разработке методики принято, что увеличение температуры питательной воды сопровождается изменением числа регенеративных подогревателей. Такой подход принципиально более правилен, чем сохранение неизменным числа регенеративных отборов, которое приводит к увеличению температурных напоров в подогревателях и, следовательно, увеличивает энергетические потери в цикле.

Повысим теплосодержание питательной воды путем добавления $(n + 1)$ -го подогревателя на величину $\Delta q_{n+1} = i_{n+1}^{n+1} - i_{n+1}^n$ (здесь n — индекс, означающий номер подогревателя; другие обозначения см. на рис. 6-2). Выявим, какие изменения в тепловой схеме вызывает появление дополнительного отбора α_{n+1} . Ввиду того, что дренаж из $(n + 1)$ -го подогревателя направляется в ниже лежащий подогреватель и далее каскадно в деаэратор, потоки пара α_n , α_{n-1} и α_d получают отрицательные изменения $\Delta\alpha_n$, $\Delta\alpha_{n-1}$ и $\Delta\alpha_d$; остальные потоки по принятому ранее условию (неизменный расход пара в конденсатор) сохранят прежнюю величину.

Следовательно, приращение удельной выработки энергии будет определяться выражением

$$\Delta\omega_T = h_{n+1}\alpha_{n+1} - h_n\Delta\alpha_n - h_{n-1}\Delta\alpha_{n-1} - h_d\Delta\alpha_d \text{ [ккал/кг]}, \quad (6-4)$$

где h_{n+1} , h_n , h_{n-1} и h_d — теплосопрепады, срабатываемые паром в турбине до соответствующего регенеративного отбора.

Для нахождения величин α_{n+1} , $\Delta\alpha_n$, $\Delta\alpha_{n-1}$ и $\Delta\alpha_d$ составим уравнения теплового баланса подогревателей для исходного и измененного вариантов и вычтем попарно соответствующие уравнения. Получим

$$\left. \begin{aligned} \Delta \alpha_d \Delta I_d &= (\alpha_{n+1} - \Delta \alpha_n - \Delta \alpha_{n-1}) \Delta i; \\ (\Delta \alpha_{n-1} + \Delta \alpha_d) \Delta q_{n-1} &= \Delta \alpha_{n-1} \Delta I_{n-1}; \\ \Delta \alpha_{n-1} \Delta I_n &= (\Delta \alpha_n + \Delta \alpha_{n-1} + \Delta \alpha_d) \Delta q_n; \\ \alpha_{n+1} \Delta I_{n+1} &= (1 + \alpha_{n+1} - \Delta \alpha_n - \Delta \alpha_{n-1} - \Delta \alpha_d) \Delta q_{n+1}. \end{aligned} \right\} \quad (6.5)$$

Здесь величины ΔI ккал/кг выражают количество тепла, отдаваемого паром в соответствующих подогревателях.

Решение системы уравнений (6-5) приводит к сравнительно сложным выражениям. Подстановка результатов в исходное равенство (6-4) позволяет получить расчетную формулу для $\Delta \omega_T$. Однако эта формула в полном виде имеет весьма сложную структуру и неудобна для расчетов. Пренебрегая в ней величинами малого порядка, можно получить простое и достаточно точное выражение

$$\Delta \omega_T = \frac{\Delta q_{n+1} \left(h_{n+1} - \frac{h_d}{\Delta I_d} \Delta i \right)}{\Delta I_{n+1} - \Delta q_{n+1}} \text{ [ккал/кг]}. \quad (6-6)$$

В случае снижения $t_{n,n}$ путем изъятия n -го подогревателя выражение для изменения удельной выработки принимает вид

$$\Delta \omega_T = - \frac{|\Delta q_n| \left(h_n - \frac{h_d}{\Delta I_d} \Delta i \right)}{\Delta I_n}. \quad (6-7)$$

Первые слагаемые в скобках выражений (6-6) и (6-7) учитывают изменение выработки энергии паром добавляемого (или отбрасываемого) отбора, а вторые — влияние дренажа из дополнительного подогревателя на остальные отборы пара.

При каскадном сливе дренажей заметно изменяется величина выработки энергии паром, отбираемым лишь на последнюю ступень каскада (в данном случае — на деаэратор), что и учитывается в полученных формулах.

Незначительность изменений отборов пара на промежуточные ступени каскада объясняется тем, что конденсат, сливаемый в эти подогреватели, отдает им примерно столько же тепла, сколько требуется для подогрева этого конденсата, возвращающегося по питательному тракту.

Погрешность, допускаемая при расчетах по формулам (6-6) и (6-7), не превышает 0,3%.

6) Определение изменения удельного расхода энергии на питательные насосы $\Delta \omega_{II}$

Повышение температуры питательной воды влечет за собой увеличение расхода перегретого пара и, следовательно, количества конденсата, перекачиваемого питательными насосами, что связано с повышением расхода энергии на собственные нужды станции.

В нашем случае увеличение относительной производительности питательного насоса на 1 кг острого пара равно

$$\Delta \alpha_n = \alpha_{n+1} - \Delta \alpha_n - \Delta \alpha_{n-1} - \Delta \alpha_d. \quad (6-8)$$

Используя решение системы уравнений (6-5) и пренебрегая малыми величинами, получим

$$\Delta \alpha_n \approx \frac{\Delta q_{n+1}}{\Delta I_{n+1} - q_{n+1}}. \quad (6-9)$$

Погрешность при этом составляет 1%, что вполне приемлемо. Изменение удельного расхода энергии на питательные насосы

$$\Delta \omega_n = \frac{\Delta \alpha_n H v}{427 \eta_n},$$

или, подставляя (6-9), имеем

$$\Delta \omega_n = \frac{\Delta q_{n+1}}{\Delta I_{n+1} - \Delta q_{n+1}} \cdot \frac{H v}{427 \eta_n}, \quad (6-10)$$

где H — напор питательного насоса, кг/м^2 (мм вод. ст.)

η_n — к. п. д. насоса;

v — удельный объем воды, $\text{м}^3/\text{кг}$.

В случае снижения $t_{n, в}$

$$\Delta \omega_n = - \frac{|\Delta q_n| H v}{\Delta I_n 427 \eta_n}. \quad (6-11)$$

в) Изменение удельного расхода тепла по машинному залу при изменении температуры питательной воды

Зная значения ω_{0n} и η_{n0} в исходном случае и используя зависимости (6-3), (6-6), (6-7), (6-10) и (6-11) и построение в I - S -диаграмме процесса расширения пара в турбине, можно вычислить изменение удельного расхода тепла (нетто) по машинному залу. При этом изменение удельного отпуска энергии в соответствии с приведенными выше выражениями находится по формулам:

$$\Delta \omega = \frac{\Delta q_{n+1}}{\Delta I_{n+1} - \Delta q_{n+1}} \left(h_{n+1} - h_d \frac{\Delta i}{\Delta I_d} - \frac{H v}{427 \eta_n} \right) \quad (6-12)$$

в случае прибавления $(n+1)$ -го подогревателя и

$$\Delta \omega = - \frac{|\Delta q_n|}{\Delta I_n} \left(h_n - h_d \frac{\Delta i}{\Delta I_d} - \frac{H v}{427 \eta_n} \right) \quad (6-13)$$

при снижении температуры питательной воды с изъятием n -го подогревателя.

Для определения изменений удельного расхода тепла (брутто) величину $\Delta \omega$ вычисляем по формулам

$$\Delta \omega = \frac{\Delta q_{n+1}}{\Delta I_{n+1} - \Delta q_{n+1}} \left(h_{n+1} - h_d \frac{\Delta i}{\Delta I_d} \right)$$

и

$$\Delta \omega = - \frac{|\Delta q_{n+1}|}{\Delta I_n} \left(h_{n+1} - h_d \frac{\Delta i}{\Delta I_d} \right),$$

а в выражение (6-2) подставляем вместо удельного отпуска энергии ω_{0n} удельную выработку энергии ω_0 и вместо к. п. д. (нетто) η_{no} — к. п. д. (брутто) η_{bro} .

На рис. 6-3 представлены результаты расчетов изменений относительной тепловой экономичности установок для различных параметров пара.

Выражение (6-12) выведено в предположении независимости внутреннего относительного к. п. д. отсеков турбины от температуры питательной воды. В работе [Л. 6-7] показано, что некоторое увеличение к. п. д. части высокого давления турбины с ростом $t_{п.в}$ компенсируется снижением к. п. д. вследствие введения дополнительного отбора пара на регенерацию. Принятое допущение о постоянстве внутреннего относительного к. п. д. не снижает поэтому точности расчетов. При выводе формулы (6-12) не учитывалось также влияние потерь в подшипниках турбины и генератора, что вполне допустимо при определении столь малых изменений удельного расхода тепла ($\xi = 0,2 \div 0,7\%$).

Как уже указывалось, для анализа была принята модель тепловой схемы турбоустановки с каскадным сливом дренажей и с деаэратором (см. рис. 6-2), как наиболее сложная. Для других типов тепловой схемы выражение для изменений удельной выработки энергии получается весьма просто как частный случай упрощения (6-12). Например, для схемы со смешивающими подогревателями и почти равноценной ей схемы с подачей дренажа непосредственно за подогревателем (точка смешения на входе в рассматриваемый подогреватель), а также для схемы с подачей дренажа вперед (точка смешения на выходе из рассматриваемого подогревателя) выражение для изменения удельного отпуска энергии запишется как

$$\Delta \omega = \frac{\Delta q_{n+1}}{\Delta I_{n+1} - \Delta q_{n+1}} \left(h_{n+1} - \frac{Hv}{427\eta_n} \right)$$

при увеличении $t_{п.в}$ и

$$\Delta \omega = - \frac{|\Delta q_n|}{\Delta I_n} \left(h_{n+1} - \frac{Hv}{427\eta_n} \right)$$

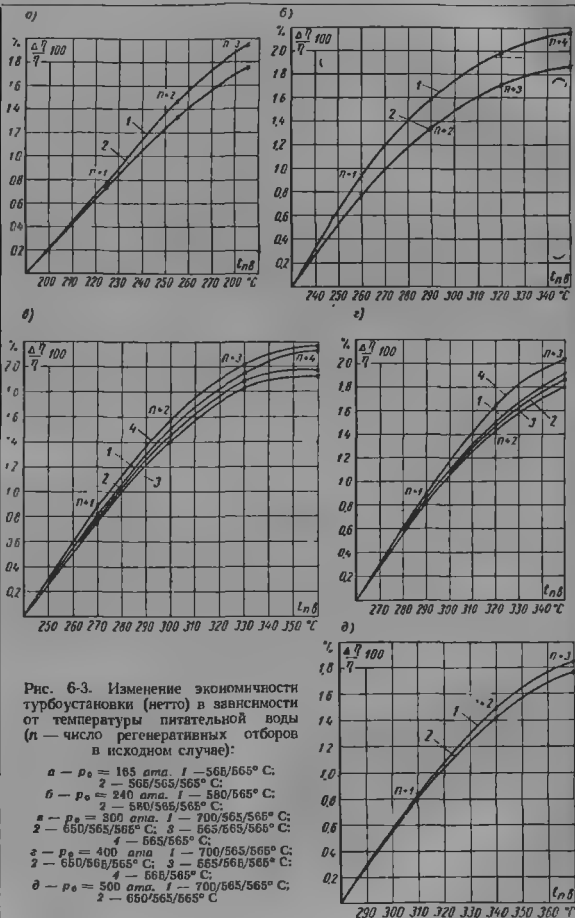
при уменьшении $t_{п.в}$. При этом количества тепла, отдаваемого отборным паром, ΔI определяются как разности теплосодержаний греющего пара и питательной воды на выходе из подогревателей.

Изложенная методика определения изменений удельного расхода тепла может быть применена и для бездеаэрационных схем. В этом случае в выражениях (6-12) и (6-13) вместо второго члена в скобках подставляется аналогичная величина, относящаяся к регенеративному подогревателю, расположенному выше точки смешения (по ходу воды).

Кроме того, с помощью данной методики можно исследовать вопросы, связанные с распределением интервала подогрева между подогревателями высокого давления, использованием теплоты перегрева пара в отдельных подогревателях и выбором температурных напоров на «горячем» конце подогревателей высокого и низкого давления.

г) Определение величин потоков пара и воды в тепловой схеме

Как уже отмечалось, описанная методика предполагает мощность установок (брутто) переменной. Если для определения удельного расхода тепла это не имеет значения (при принятой



предпосылке $\eta_{0,1} = \text{const}$), то при технико-экономическом сравнении вариантов необходимо знать требуемую производительность котла, мощности питательных, конденсатных и циркуляционных насосов, соответствующие заданной мощности (брутто).

Для решения этого вопроса надо определить мощность N_1 и расход пара G_1 для варианта с изменением $t_{п.в}$ применительно к условиям, принятым при разработке методики, т. е. при неизменном расходе пара в конденсатор, а затем изменить все потоки пара и воды пропорционально отношению мощностей N_1/N_0 . Здесь N_1 — мощность (брутто) при $G_k = \text{const}$ в случае измененной $t_{п.в}$, N_0 — исходная мощность (брутто).

Учитывая выражение (6-6), получим

$$N_1 = N_0 + \frac{\Delta \omega_T G_0}{860}$$

или

$$\frac{N_1}{N_0} = 1 + \frac{\Delta \omega_T G_0}{860 N_0}$$

Расход перегретого пара G_1 для варианта с измененной температурой питательной воды (при $G_k = \text{const}$) для каскадной схемы с достаточной точностью можно определить по формулам:

при увеличении $t_{п.в}$

$$G_1 = G_0 \left(1 + \frac{\Delta q_{n+1}}{i_{n+1} - i_{п.в}^{n+1}} \right),$$

при снижении $t_{п.в}$

$$G_1 = G_0 \left(1 - \frac{\Delta q_n}{i_n - i_{п.в}^{n-1}} \right).$$

Результаты расчетов изменения потоков пара и мощностей насосов для параметров пара 165—400 атм представлены в табл. 6-1.

Поскольку в условиях сохранения постоянной мощности установки расход пара, направляемого в конденсатор, оказывается переменным, то появляется необходимость учитывать изменение удельного расхода тепла вследствие изменения потери с выходной скоростью (при постоянной длине лопатки последней ступени турбины).

Выведем формулу для определения поправки к удельному расходу тепла на изменение выходной потери в зависимости от изменения расхода пара в конденсатор.

Пусть q_0 и q_1 — удельные расходы тепла в исходном и измененном случаях. Представим к. п. д. установки в виде произведения внутреннего относительного к. п. д. турбины и коэффициента,

Наименование	Пара					
	165 атм, 565/565 °C				240 атм,	
Температура питательной воды, °C . . .	195	225	255	285	230	260
Расход острого пара, %	100,00	103,50	108,80	115,85	100,00	105,29
Расход пара в конденсатор, %	100,00	98,72	97,00	95,92	100,00	97,91
Мощность питательного насоса в процентах от мощности установки	2,132	2,243	2,411	2,611	3,180	3,381
Мощность циркуляционного насоса в процентах от мощности установки . .	0,480	0,476	0,467	0,461	0,459	0,449
Мощность конденсатного насоса в процентах от мощности установки	0,0896	0,0885	0,0869	0,0860	0,0856	0,0835
Суммарная мощность механизмов собственных нужд машинного зала, % . . .	2,702	2,807	2,965	3,158	3,725	3,913

учитывающего к. п. д. цикла и прочие потери в установке. Тогда можно написать

$$q_0 = \frac{860}{\eta_{oi} \eta_{ц}} \text{ и } q_1 = \frac{860}{\eta_{oi}' \eta_{ц}}.$$

Поправка к удельному расходу тепла будет равна

$$\Delta q = q_1 - q_0 = \frac{860}{\eta_{oi}' \eta_{ц}} - \frac{860}{\eta_{oi} \eta_{ц}} = q_0 \frac{\eta_{oi}^0 - \eta_{oi}'}{\eta_{oi}'}.$$

Величины внутреннего относительного к. п. д. турбины можно выразить так:

$$\left. \begin{aligned} \eta_{oi}^0 &= \frac{G_k h_{и}^0 + \sum G_i h_{ад i}^0}{G_k h_{ад}^0 + \sum G_i h_{ад i}^0}; \\ \eta_{oi}' &= \frac{G_k h_{и}' + \sum G_i h_{и i}^0}{G_k h_{ад}' + \sum G_i h_{ад i}^0}. \end{aligned} \right\} \quad (6-14)$$

Здесь G_k — расход пара в конденсатор;

$h_{и}^0$ — используемый теплоперепад, срабатываемый паром, идущим в конденсатор, в исходном случае;

$h_{ад}^0$ — соответствующий адиабатический перепад;

G_i — расход пара в i -й регенеративный отбор;

$h_{и i}^0$ — используемый теплоперепад, срабатываемый паром i -го отбора;

$h_{ад i}^0$ — соответствующий адиабатический перепад;

$h_{и}'$ — используемый теплоперепад, срабатываемый паром, идущим в конденсатор, в измененном случае.

Таблица 6-1

зависимости от температуры питательной воды

метры пара

580/565° С

300 ата, 565/565 565 °С

400 ата, 565/565, 565 °С

290	320	240	270	300	330	260	290	320	350
111,31	119,50	100,00	106,5	113,10	123,05	100,00	105,88	112,35	123,1
96,50	95,62	100,00	98,33	97,05	95,63	100,00	98,48	96,93	95,78
3,635	3,953	3,592	3,871	4,157	4,573	4,856	5,168	5,546	6,126
0,443	0,439	0,115	0,408	0,402	0,397	0,404	0,397	0,390	0,386
0,0824	0,0816	0,0774	0,0760	0,0751	0,0740	0,0752	0,0741	0,0728	0,0720
4,160	4,474	4,084	4,355	4,634	4,970	5,335	5,639	6,009	6,584

Используя соотношения (6-14), получим

$$\Delta q = q_0 \frac{h_n^0 - h_n'}{h_n^0 \left(1 + \frac{\sum G_i h_i^0}{G_k h_n^0} \right)}.$$

Изменение используемого перепада равно

$$\Delta h_n = h_n^0 - h_n' = \Delta h_{\text{вых}} \eta_{\text{ст}} - h_{\text{вых}}^0 \frac{G_{k0}^2 - G_{k1}^2}{G_{k0}^2} \eta_{\text{ст}},$$

где $\Delta h_{\text{вых}}$ — изменение выходной потери из последней ступени турбины; $\eta_{\text{ст}}$ — к. п. д. последней ступени турбины; $h_{\text{вых}}^0$ — потеря с выходной скоростью («выходная потеря») в исходном случае; G_{k0} и G_{k1} — расход пара в конденсатор в исходном и в измененном случаях.

Обозначив

$$1 + \frac{\sum G_i h_i^0}{G_k h_n^0} = a,$$

окончательно получим

$$\Delta q = q_0 h_{\text{вых}}^0 \frac{G_{k0}^2 - G_{k1}^2}{G_{k0}^2 h_n^0 a} \eta_{\text{ст}}. \quad (6-15)$$

6-3. Зависимость оптимальной температуры уходящих газов от температуры питательной воды и других факторов

Температуру уходящих из котла газов и температуру питательной воды можно связать уравнением, являющимся следствием условий теплового баланса хвостовой части котлоагрегата.

Решая совместно уравнения:

$$\theta_r = \theta_{yx} + \frac{\alpha_{c_0} V_0 (t_{r.в} - t_{x.в})}{\sum (Vc)_{вп}},$$

$$t_{п.в} = \theta_r - \Delta t_2 \text{ и } t_{г.в} = \theta_r - \Delta t_1,$$

после преобразований получим

$$\theta_{yx} = \frac{z-1}{z} t_{п.в} + \frac{z-1}{z} \Delta t_2 + \frac{t_{x.в}}{z} + \frac{\Delta t_1}{z}. \quad (6-16)$$

Здесь θ_r — температура газов на входе в первую ступень воздухоподогревателя;

$t_{x.в}$ — температура холодного воздуха на входе в первую ступень воздухоподогревателя;

$t_{г.в}$ — температура горячего воздуха;

Δt_1 — минимальная разность температур в первой ступени воздухоподогревателя (см. рис. 6-5);

Δt_2 — то же в первой ступени экономайзера;

$z = \frac{\sum (Vc)_{вп}}{\alpha_{c_0} V_0}$ — отношение водяных эквивалентов газов и воздуха в первой ступени воздухоподогревателя.

Температурные напоры Δt_1 и Δt_2 и их соотношение в значительной степени определяют величину поверхностей нагрева воздухоподогревателя и экономайзера, а следовательно, и стоимость хвостовой части котла. Кроме того, как видно из уравнения (6-16), разности температур Δt_1 и Δt_2 при заданных $t_{п.в}$ и $t_{г.в}$ определяют температуру уходящих газов (коэффициент z зависит лишь от качества заданного топлива и коэффициента избытка воздуха).

Таким образом, с одной стороны, Δt_1 и Δt_2 оказывают влияние на капиталовложения в котел, с другой, изменяют его к. п. д. Следовательно, должны существовать оптимальные значения температурных напоров, обеспечивающие минимум расчетных затрат на котлоагрегат. Оптимальным значениям этих температурных напоров соответствует определенная оптимальная температура уходящих газов.

Изменение температуры питательной воды при прочих равных условиях существенно влияет на величину Δt_2 и тем самым нарушает оптимальное соотношение между минимальными температурными напорами в экономайзере и воздухоподогревателе. В этих условиях приходится находить новые оптимальные значения Δt_1

и Δt_2 , которым соответствует новая оптимальная температура уходящих газов.

Таким образом, оптимальное значение ϕ_{yx} должно зависеть от выбранной температуры питательной воды. Эта зависимость в общем случае имеет большое значение для определения совместного оптимума температур питательной воды и уходящих газов.

Ниже выводятся условия, обеспечивающие оптимальные значения температурных напоров Δt_1 и Δt_2 при заданных $t_{п.в}$ и ϕ_{yx} , что позволяет затем найти зависимость $\phi_{yx}^{opt} = f(t_{п.в})$.

а) Методика определения оптимальных температурных напоров для хвостовых поверхностей нагрева котлоагрегата .

В последнее время вопросу рационального конструирования хвостовых поверхностей нагрева котлоагрегатов в периодической печати уделяется большое внимание [Л. 6-9; 6-10; 6-11]. Это объясняется не только экономией средств, достигаемой в результате приведения температурных напоров к оптимальным величинам, но и тем, что этот вопрос, как показано выше, имеет большое значение для выбора рациональных параметров тепловых схем турбоустановок, в частности для определения оптимальных температур питательной воды и уходящих газов.

Следует, однако, заметить, что в работах [Л. 6-9 и 6-10] при выводе расчетных формул допущены погрешности. При определении изменений поверхности нагрева экономайзера авторы этих исследований считаются лишь с локальными изменениями на «холодном» и «горячем» концах экономайзера, упуская из вида, что меняются условия работы всей его поверхности. В работе [Л. 6-12] показано, что эта погрешность весьма существенна.

Важность обеспечения оптимальных соотношений минимальных температурных напоров в хвостовой части котельного агрегата иллюстрируется графиком на рис. 6-4, построенным на основе вариантных расчетов. Этот график показывает значительное изменение расчетных затрат в зависимости от отношения $\Delta t_1/\Delta t_2$.

Расчеты проведены для установки мощностью 300 Мвт на параметры пара 255 ата, 585°С при сжигании каменного угля Ленинского месторождения (Кузбасс) и Ирша-Бородинского бурого угля.

Оптимальные соотношения определялись по максимальной экономии расчетных затрат [Л. 6-13].

Отношение $\Delta t_1/\Delta t_2$ варьировалось путем изменения температуры горячего воздуха при одноступенчатом воздухоподогревателе (варианты для каменного угля) и изменением температуры воздуха на выходе из первой ступени воздухоподогревателя при двухступенчатом воздухоподогревателе (варианты для бурого угля, замкнутая схема сушки топлива).

Оптимальные значения соотношений температурных напоров на «холодном» конце экономайзера

Параметры пара, сжигаемое топливо	Температура питательной воды, °С	Оптимальные значения $\Delta t_1/\Delta t_2$
255 атм, 585/570° С	268	~0,75
Каменный уголь	290	~0,9
255 атм, 585/570° С	268	~0,65
Бурый уголь	290	~0,75
140 атм, 570/570° С	235	~0,8
Каменный уголь	276	~0,9
140 атм, 570/570° С	235	~0,85
Бурый уголь	276	~0,9

Значения оптимальных соотношений $\Delta t_1/\Delta t_2$ для рассмотренных вариантов сведены в табл. 6-2. Как видно из графика рис. 6-4,

оптимальные значения $\Delta t_1/\Delta t_2$ почти не зависят от температуры уходящих газов и несколько меняются с изменением температуры питательной воды.

Вариантные расчеты по определению оптимальных температурных напоров весьма громоздки и трудоемки. Поэтому ниже выводятся аналитические зависимости для оптимальных Δt_1 и Δt_2 .

В отличие от [Л. 6-11] рассматривается одноступенчатый подогрев воздуха в регенеративном воздухоподогревателе. Такая схема представляется наиболее перспективной, если учесть, что влажные бурые угли будут сжигаться в установках с разомкнутой схемой сушки топлива. При рассмотрении этой схемы подогрева воздуха в отличие от схемы с расположением воздухоподогревателя

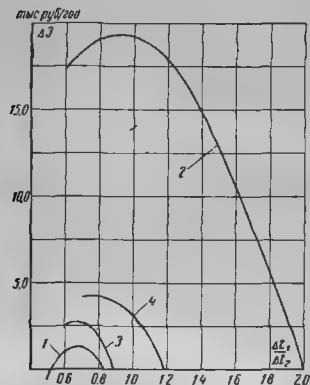


Рис. 6-4. Экономия расчетных затрат на котлоагрегат в зависимости от соотношения температурных напоров Δt_1 и Δt_2 .

1 — $\phi_{\text{ух}} = 100^\circ \text{С}$; $t_{\text{п. в}} = 268^\circ \text{С}$; 2 — $\phi_{\text{ух}} = 100^\circ \text{С}$, $t_{\text{п. в}} = 290^\circ \text{С}$; 3 — $\phi_{\text{ух}} = 130^\circ \text{С}$, $t_{\text{п. в}} = 268^\circ \text{С}$; 4 — $\phi_{\text{ух}} = 170^\circ \text{С}$; $t_{\text{п. в}} = 290^\circ \text{С}$.

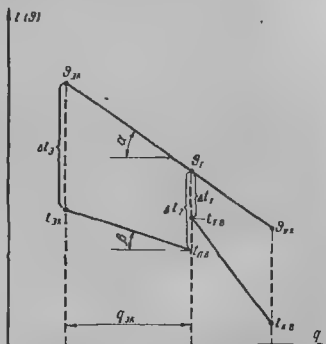
в рассечку с экономайзером приходится считаться с переменной температурой подогрева воздуха. Таким образом, одноступенчатая схема не может быть частным случаем двухступенчатой,

где конечная температура подогрева воздуха может поддерживаться постоянной во всех вариантах.

На рис. 6-5 схематично показан график изменения температур газов, воды и воздуха для принятой схемы хвостовой части котлоагрегата. Пусть рис. 6-5 соответствует случаю оптимальных

Рис. 6-5. Изменение температур газов, воздуха и воды в хвостовой части котельного агрегата в зависимости от тепловосприятости поверхностей нагрева на 1 кг топлива

$\phi_{\text{эк}}$ — температура газов на входе в экономайзер;
 $t_{\text{эк}}$ — температура воды на выходе из экономайзера;
 α — угол наклона кривой охлаждения газов к оси абсцисс,
 $\text{tg } \alpha = \frac{\phi_{\text{эк}} - \phi_{\text{г}}}{q_{\text{эк}}}$;
 β — угол наклона кривой нагрева воды в экономайзере,
 $\text{tg } \beta = \frac{t_{\text{эк}} - t_{\text{п. в.}}}{q_{\text{эк}}}$;
 $q_{\text{эк}}$ — тепловосприятость экономайзера на 1 кг топлива.



температурных напоров. Тогда бесконечно малое отклонение от этого состояния дает условие оптимума

$$C_N^{\text{вп}} dH_{\text{вп}} + C_N^{\text{эк}} dH_{\text{эк}} + C_N^{\text{рад}} dH_{\text{рад}} = 0, \quad (6-17)$$

где $C_N^{\text{вп}}$, $C_N^{\text{эк}}$ и $C_N^{\text{рад}}$ — расчетные затраты, приходящиеся на 1 м² поверхности нагрева воздухоподогревателя, экономайзера и радиационной части котла (с учетом затрат, связанных с аэродинамическим сопротивлением);

$dH_{\text{вп}}$, $dH_{\text{эк}}$ и $dH_{\text{рад}}$ — изменения поверхностей нагрева воздухоподогревателя, экономайзера и радиационной части котельного агрегата при изменении температуры горячего воздуха на величину $dt_{\text{г. в.}}$.

Расчеты показали, что величиной $C_N^{\text{рад}} H_{\text{рад}}$ можно пренебречь, не получая при этом заметной погрешности в определении оптимальных величин разностей температур Δt_1 и Δt_2 .

Поскольку при изменении температуры горячего воздуха на величину $dt_{\text{г. в.}}$ изменяется тепловосприятость воздухоподогревателя и дополнительная поверхность нагрева воздухоподогревателя не

оказывает влияния на температурный напор уже существующей поверхности, то можно записать

$$dH_{\text{вп}} = \frac{\alpha V_0 c_v dt_{\text{г. в}}}{\Delta t_1 k_{\text{вп}}}, \quad (6-18)$$

где α — коэффициент избытка воздуха;

V_0 — объем теоретически необходимого количества воздуха;

c_v — объемная теплоемкость воздуха;

Δt_1 — минимальная разность температур в воздухоподогревателе в исходном случае;

$k_{\text{вп}}$ — коэффициент теплопередачи.

Поверхность нагрева экономайзера изменяется в данном случае по двум причинам. Во-первых, как показано в [Л. 6-12], изменяется средний температурный напор в экономайзере. Во-вторых, для сохранения постоянной температуры газов на выходе из топки необходимо изменить тепловосприятие экономайзера на величину дополнительно вносимого в топку тепла при увеличении $t_{\text{г. в}}$.

Изменение поверхности нагрева экономайзера вследствие изменения температурного напора будет равно

$$dH'_{\text{эк}} = H_{\text{эк}} \frac{d(\Delta t'_{\text{ср}})}{\Delta t'_{\text{ср}}} = \frac{q_{\text{эк}}}{\Delta t'_{\text{ср}} k_{\text{эк}}} \cdot \frac{d(\Delta t'_{\text{ср}})}{\Delta t'_{\text{ср}}}. \quad (6-19)$$

Принимая характер изменения температур газов и воды в экономайзере линейным, можно записать

$$d(\Delta t'_{\text{ср}}) = \frac{\alpha V_0 c_v dt_{\text{г. в}}}{\sum (Vc)_{\text{эк}}}.$$

Одновременно с этим допустимо принимать¹

$$\Delta t'_{\text{ср}} = \frac{\Delta t_2 + \Delta t_3}{2}.$$

Тогда выражение (6-19) представим в виде

$$dH'_{\text{эк}} = \frac{4q_{\text{эк}} \alpha V_0 c_v dt_{\text{г. в}}}{\sum (Vc)_{\text{эк}} (\Delta t_2 + \Delta t_3)^2 k_{\text{эк}}}, \quad (6-20)$$

где $\sum (Vc)_{\text{эк}}$ — средняя весовая теплоемкость газов в экономайзере;

$k_{\text{эк}}$ — коэффициент теплопередачи в экономайзере.

¹ По данным большинства рассмотренных проектов котельных агрегатов, отношение температурных напоров на концах поверхности нагрева экономайзера составляет $\frac{\Delta t_3}{\Delta t_2} < 3$. В этих условиях определение среднего температурного напора в экономайзере как среднеарифметического дает удовлетворительные по точности результаты. В случае $\frac{\Delta t_3}{\Delta t_2} > 3$ можно находить $\Delta t'_{\text{ср}}$ по формуле $\Delta t'_{\text{ср}} =$

$a\Delta t_3 + b\Delta t_2$. Для диапазона $9 > \frac{\Delta t_3}{\Delta t_2} > 3$ можно рекомендовать $a \approx 0,34$ и $b = 0,77$.

Изменение поверхности нагрева экономайзера вследствие изменения тепловосприятля его можно выразить следующим образом:

$$dH_{\text{ЭК}}^* = H_{\text{ЭК}} \frac{dq_{\text{ЭК}}}{q_{\text{ЭК}}} = \frac{2\alpha V_{\text{OCB}} dt_{\text{Г. В}}}{k_{\text{ЭК}} (\Delta t_2 + \Delta t_3)}. \quad (6-21)$$

Подставляя выражения (6-18), (6-20) и (6-21) в уравнение (6-17), сокращая на величину $\alpha V_{\text{OCB}} dt_{\text{Г. В}}$ и приводя к общему знаменателю, получим

$$C_H^{\text{ВП}} \sum (Vc)_{\text{ЭК}} (\Delta t_2 + \Delta t_3)^2 k_{\text{ЭК}} - 4C_H^{\text{ЭК}} q_{\text{ЭК}} \Delta t_1 k_{\text{ВП}} - \\ - 2C_H^{\text{ЭК}} \Delta t_1 \sum (Vc)_{\text{ЭК}} (\Delta t_2 + \Delta t_3) k_{\text{ВП}} = 0. \quad (6-22)$$

Выразим Δt_1 через Δt_2 , используя уравнение теплового баланса воздухоподогревателя. Тогда

$$\Delta t_1 = \frac{m - t_{\text{п. в}}}{n} - \frac{\Delta t_2}{n}, \quad (6-23)$$

где

$$m = \frac{\varphi \sum (Vc)_{\text{ВП}} \vartheta_{\text{УХ}} - \alpha V_{\text{OCB}} t_{\text{Г. В}}}{\varphi \sum (Vc)_{\text{ВП}} - (\alpha - \Delta\alpha_{\text{ВП}}) V_{\text{OCB}}}; \quad (6-24)$$

$$n = \frac{(\alpha - \Delta\alpha_{\text{ВП}}) V_{\text{OCB}}}{\varphi \sum (Vc)_{\text{ВП}} - (\alpha - \Delta\alpha_{\text{ВП}}) V_{\text{OCB}}}. \quad (6-25)$$

Здесь φ — коэффициент использования тепла в воздухоподогревателе;

α — коэффициент избытка воздуха на входе в воздухоподогреватель;

$\Delta\alpha_{\text{ВП}}$ — изменение коэффициента избытка воздуха вследствие присосов в воздухоподогревателе;

$\sum (Vc)_{\text{ВП}}$ — теплоемкость газов в воздухоподогревателе.

Учитывая равенство $\Delta t_3 = \Delta t_2 + q_{\text{ЭК}} (\text{tg } \alpha - \text{tg } \beta)$ (см. рис. 6-5), а также выражение (6-23), получим квадратное уравнение вида

$$a\Delta t_2^2 + b\Delta t_2 + c = 0, \quad (6-26)$$

где

$$a = 4C_H^{\text{ВП}} \sum (Vc)_{\text{ЭК}} k_{\text{ЭК}} + 4C_H^{\text{ЭК}} k_{\text{ВП}} \frac{\sum (Vc)_{\text{ЭК}}}{n};$$

$$b = 4C_H^{\text{ВП}} \sum (Vc)_{\text{ЭК}} q_{\text{ЭК}} (\text{tg } \alpha - \text{tg } \beta) k_{\text{ЭК}} + 4C_H^{\text{ЭК}} q_{\text{ЭК}} k_{\text{ВП}} \frac{1}{n} - \\ - 4C_H^{\text{ЭК}} \frac{m - t_{\text{п. в}}}{n} k_{\text{ВП}} \sum (Vc)_{\text{ЭК}} + 2C_H^{\text{ЭК}} k_{\text{ВП}} \sum (Vc)_{\text{ЭК}} q_{\text{ЭК}} (\text{tg } \alpha - \text{tg } \beta) \frac{1}{n};$$

$$c = C_H^{\text{ВП}} \sum (Vc)_{\text{ЭК}} q_{\text{ЭК}}^2 (\text{tg } \alpha - \text{tg } \beta)^2 k_{\text{ЭК}} - 4C_H^{\text{ЭК}} q_{\text{ЭК}} k_{\text{ВП}} \frac{m - t_{\text{п. в}}}{n} - \\ - 2C_H^{\text{ЭК}} \frac{m - t_{\text{п. в}}}{n} k_{\text{В. П}} \sum (Vc)_{\text{ЭК}} q_{\text{ЭК}} (\text{tg } \alpha - \text{tg } \beta).$$

Вычисленные по формулам (6-23) и (6-26) значения Δt_1 и Δt_2 хорошо согласуются с результатами вариантных расчетов. Вычисления показали, что между величинами Δt_1 , Δt_2 и температурой уходящих газов θ_{yx} существует линейная зависимость

$$\left. \begin{aligned} \Delta t_2 &= d + e\theta_{yx}; \\ \Delta t_1 &= d' + e'\theta_{yx}; \end{aligned} \right\} \quad (6-27)$$

где d и d' — коэффициенты, зависящие от температуры питательной воды (при прочих равных условиях);

e и e' — коэффициенты, не зависящие от температуры питательной воды.

При заданном топливе, заданной величине присосов и принятой температуре питательной воды $t_{п.в}$ коэффициенты уравнений (6-27) зависят от стоимости поверхностей нагрева и, следовательно, от параметров пара. В табл. 6-3 приведены значения этих коэффициентов, вычисленные для расчетного топлива АШ, при следующих значениях исходных величин: $k_{эк} = 60 \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{град}$; $\alpha = 1,21$; $\Delta\alpha = 0,12$; $k_{вп} = 8 \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{град}$; $t_{х.в} = 30^\circ \text{C}$.

Таблица 6-3

Значения коэффициентов для уравнений (6-27) при расчетном топливе АШ

Давление, атм	Температура питательной воды, °C	Коэффициенты			
		d	d'	e	e'
165	195	—116	—51	1,68	0,85
	225	—126	—56		
	255	—135	—61		
	285	—144	—66		
240	230	—112	—58	1,62	0,85
	260	—122	—63		
	290	—131	—68		
	320	—140	—73		
300	240	—132	—56	1,81	0,815
	270	—142	—51		
	300	—152	—66		
	330	—162	—70		
400	260	—148	—53	2,08	0,72
	290	—152	—57		
	320	—174	—61		
	350	—186	—65		

С учетом данных табл. 6-3 для случая, когда расчетное давление пара в котле составляет 255 *atm*, на рис. 6-6 построены графики зависимостей $\Delta t_1 = f(\vartheta_{yx})$ и $\Delta t_2 = \varphi(\vartheta_{yx})$.

При помощи линейных зависимостей оптимальных температурных напоров на «горячем» конце воздухоподогревателя и «холодном» конце экономайзера от температуры уходящих газов типа равенств (6-27) можно не только вычислить эти величины для конкретных условий, но и относительно просто решить задачу выбора оптимальной температуры уходящих газов в зависимости от температуры питательной воды.

б) Методика определения оптимальной температуры уходящих газов

Условие оптимума для температуры уходящих газов можно записать в виде уравнения $\frac{dZ}{d\vartheta_{yx}} = 0$.

Расчеты показали, что расчетные затраты при переменной ϑ_{yx} изменяются на 90—95% за счет изменения затрат на экономайзер и воздухоподогреватель. Если в сравниваемых вариантах поддерживать постоянной температуру газов не только на выходе из топки, но и на входе в конвективную часть котла (ϑ_k), что может быть достигнуто изменением тепловосприятия экономайзера, то роль затрат на пароперегреватель в определении оптимальной температуры уходящих газов резко уменьшается и ими можно пренебречь. Учет изменения затрат на пароперегреватель в этом случае сдвигает оптимальное значение температуры уходящих газов лишь на 1—2° С, что находится в пределах точности расчета.

В работе [Л. 6-14] принята другая методика: во всех вариантах поддерживается постоянной лишь температура газов на выходе из топки. Естественно, что в этих условиях роль изменений затрат на пароперегреватель возрастает, и в некоторых случаях (однокорпусная конструкция котла, дешевое топливо) пренебрежение ими при определении оптимальной ϑ_{yx} приводит к существенным погрешностям (до 5—10° С).

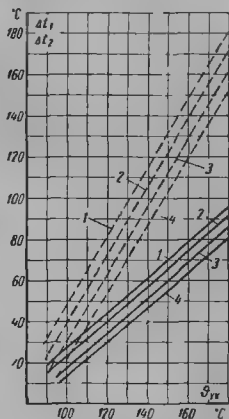


Рис 6-6 Зависимость оптимальных значений граничных температурных напоров в экономайзере и воздухоподогревателе от температуры уходящих газов и температуры питательной воды (p — 255 *atm*; расчетное топливо АШ)

1 — $t_{п.в} = 230^\circ \text{C}$; 2 — 260°C .
3 — 290°C , 4 — 320°C .
— — — — Δt_1 , — — — — Δt_2 .

Рассматриваемая здесь методика ($\vartheta_k = \text{const}$) позволяет не учитывать изменение затрат на пароперегреватель, что существенно облегчает решение задачи.

Таким образом, расчетные затраты на котлоагрегат, зависящие от температуры уходящих газов, можно определить следующим образом:

$$Z = C_H^{\text{вп}} H_{\text{вп}} + C_H^{\text{эк}} H_{\text{эк}} + c_T^p B_y n_{\text{год}},$$

где $H_{\text{вп}}$ и $H_{\text{эк}}$ — поверхности нагрева воздухоподогревателя и экономайзера, м^2 ;

c_T^p — расчетная стоимость топлива, руб/т у. т. ;

B_y — часовой расход топлива, т у. т./ч ;

$n_{\text{год}}$ — число часов использования установленной мощности, ч/год .

Условие оптимума выражается равенством

$$C_H^{\text{вп}} \frac{dH_{\text{вп}}}{d\vartheta_{yx}} + C_H^{\text{эк}} \frac{dH_{\text{эк}}}{d\vartheta_{yx}} + c_T^p n_{\text{год}} \frac{dB_y}{d\vartheta_{yx}} = 0. \quad (6-28)$$

Для вычисления значений производных представим поверхности нагрева воздухоподогревателя и экономайзера в виде функций от ϑ_{yx} :

$$\begin{aligned} H_{\text{вп}} &= \frac{Q_{\text{вп}}}{k_{\text{вп}} \Delta t_{\text{ср}}^{\text{вп}}} = \frac{\Sigma (Vc)_{\text{вп}} (\vartheta_T - \vartheta_{yx}) B_p}{k_{\text{вп}} [0,34 (\vartheta_{yx} - t_{x, \text{в}}) + 0,77 \Delta t_1]} = \\ &= \frac{\Sigma (Vc)_{\text{вп}} (t_{п. \text{в}} + \Delta t_2 - \vartheta_{yx}) Q}{k_{\text{вп}} [0,34 (\vartheta_{yx} - t_{x, \text{в}}) + 0,77 \Delta t_1] Q_H^p \eta_k}, \end{aligned}$$

где $\Delta t_{\text{ср}}^{\text{вп}}$ — средний температурный напор;

B_p — часовой расход рабочего топлива;

Q — теплопроизводительность котлоагрегата;

Q_H^p — теплотворная способность топлива;

η_k — к. п. д. котлоагрегата.

Средний температурный напор в воздухоподогревателе $\Delta t_{\text{ср}}^{\text{вп}}$ может быть выражен с достаточной степенью точности формулой

$$\Delta t_{\text{ср}}^{\text{вп}} = 0,34 (\vartheta_{yx} - t_{x, \text{в}}) + 0,77 \Delta t_1,$$

дающей погрешность не больше 2% при условии $1,5 \leq \frac{\vartheta_{yx} - t_{x, \text{в}}}{\Delta t_1} \leq 6$ и 5% при $1,25 \leq \frac{\vartheta_{yx} - t_{x, \text{в}}}{\Delta t_1} \leq 6$; практически это отношение, как правило, меньше шести.

Учитывая формулы (6-27) и выразив к. п. д. котла уравнением

$$\eta_k = 1 - \sum_{i=3}^{i=6} q_i - \psi (\vartheta_{yx} - t_{x, \text{в}}), \quad (6-29)$$

где ψ — коэффициент, зависящий от свойств топлива, получим

$$H_{\text{вп}} = \frac{\sum (Vc)_{\text{вп}} (t_{\text{п. в}} + d + e\vartheta_{yx} - \vartheta_{yx}) Q}{K_{\text{вп}} [0,34 (\vartheta_{yx} - t_{\text{х. в}}) + 0,77 (d' + e'\vartheta_{yx})] \times} \cdot \quad (6-30)$$

$$\times Q_H^p \left[1 - \sum_{i=3}^{i=6} q_i - \psi (\vartheta_{yx} - t_{\text{х. в}}) \right]$$

Поверхность нагрева экономайзера составляет

$$H_{\text{эк}} = \frac{Q_{\text{эк}}}{k_{\text{эк}} \Delta t_{\text{ср}}^{\text{эк}}} = \frac{2Q_{\text{эк}}}{k_{\text{эк}} [2\Delta t_2 + q_{\text{эк}} (\text{tg } \alpha - \text{tg } \beta)]}$$

или

$$H_{\text{эк}} = \frac{2Q_{\text{эк}}}{k_{\text{эк}} [2(d + e\vartheta_{yx}) + q_{\text{эк}} (\text{tg } \alpha - \text{tg } \beta)]} \cdot \quad (6-31)$$

Часовой расход условного топлива, с учетом выражения (6-29), равен

$$B_y = \frac{Q}{7 \cdot 10^3 \left[1 - \sum_{i=3}^{i=6} q_i - \psi (\vartheta_{yx} - t_{\text{х. в}}) \right]} \cdot \quad (6-32)$$

Дифференцируя уравнения (6-30), (6-31) и (6-32) по ϑ_{yx} и подставляя результаты в выражение (6-28), получим равенство, позволяющее вычислить оптимальную ϑ_{yx} при переменной $t_{\text{п. в}}$:

$$\begin{aligned} & C_H^{\text{вп}} \sum (Vc)_{\text{вп}} [(e-1) [0,34 (\vartheta_{yx} - t_{\text{х. в}}) + 0,77 (d' + e'\vartheta_{yx})] - \\ & \quad - (0,34 + 0,77e') (t_{\text{п. в}} + d + e\vartheta_{yx} - \vartheta_{yx})] - \\ & \quad \frac{k_{\text{вп}} Q_H^p \left[1 - \sum_{i=3}^{i=6} q_i - \psi (\vartheta_{yx} - t_{\text{х. в}}) \right]^2 \times}{\times [0,34 (\vartheta_{yx} - t_{\text{х. в}}) + 0,77 (d' + e'\vartheta_{yx})]} + \\ & \quad + \frac{C_H^{\text{вп}} \psi \sum (Vc)_{\text{вп}} (t_{\text{п. в}} + d + e\vartheta_{yx} - \vartheta_{yx})}{k_{\text{вп}} Q_H^p \left[1 - \sum_{i=3}^{i=6} q_i - \psi (\vartheta_{yx} - t_{\text{х. в}}) \right]^2 \times} \times \\ & \quad \times [0,34 (\vartheta_{yx} - t_{\text{х. в}}) + 0,77 (d' + e'\vartheta_{yx})] - \\ & \quad - \frac{4eC_H^{\text{эк}} \frac{Q_{\text{эк}}}{Q}}{k_{\text{эк}} [2(d + e\vartheta_{yx}) + q_{\text{эк}} (\text{tg } \alpha - \text{tg } \beta)]} + \\ & \quad + \frac{\psi C_H^{\text{г}} n_{\text{год}}}{7 \cdot 10^3 \left[1 - \sum_{i=3}^{i=6} q_i - \psi (\vartheta_{yx} - t_{\text{х. в}}) \right]^2} = 0. \end{aligned} \quad (6-33)$$

Поскольку аналитическое решение уравнения (6-33) затруднительно, здесь применяется графический метод решения.

С помощью уравнения (6-33) определены оптимальные значения температуры уходящих газов для разных $t_{п.в}$ и параметров пара. Исходные данные для расчетов представлены в табл. 6-4. Результаты расчетов сведены в табл. 6-5.

Таблица 6-4

Исходные данные для расчета оптимальных температур уходящих газов

Обозначение и размерность	Расчетная стоимость топлива, руб/т у т.	Давление пара, атм			
		165	240	300	400
$C_H^{вп}$ руб/м ³ ·год	3,2 10,4 12,8	0,496 0,554 0,623			
$C_H^{эк}$ руб/м ³ ·год	3,2 10,4 12,8	5,43 5,81 6,25	5,99 6,37 6,81	6,86 7,24 7,68	9,62 10,15 10,37
Q_H^p ккал/кг	—	6010			
$n_{год}$ ч/год	—	7000			
$\Sigma (Vc)_{вп}$ ккал/кг·град	—	2,81			
$t_{х.в}$ °C	—	30			
ψ	—	0,000504			
$\sum_{i=3}^{i=6} q_i$	—	0,0322			
$k_{вп}$ ккал/м ³ ·ч·град	—	8,0			
$k_{эк}$ »	—	60,0			
$tg \alpha$ град·кг/ккал	—	0,34			
$tg \beta$ »	—	0,11			

Как видно из табл. 6-5, оптимальные температуры уходящих газов заметно изменяются в зависимости от $t_{п.в}$, что подтверждает высказанное в [Л. 6-6] положение о необходимости учета зависимости $\Delta\phi_{yx} = f(\Delta t_{п.в})$ для вновь проектируемых котлоагрегатов. Следует, однако, подчеркнуть, что указанная взаимосвязь $\Delta t_{п.в}$ и $\Delta\phi_{yx}$ зависит не только от физических характеристик, но и от стоимости топлива. Влияние же начальных параметров пара менее значительно.

Если представить функцию $\Delta\phi_{yx} = f(\Delta t_{п.в})$ в виде линейной зависимости

$$\Delta\phi_{yx} = \varepsilon \Delta t_{п.в} \quad (6-34)$$

то коэффициент ε приобретает значения, приведенные в табл. 6-6.

Таблица 6-5

Оптимальные значения температуры уходящих газов (в градусах Цельсия) при различных параметрах пара и стоимости топлива

р. ата	$t_{\text{п в}}^{\circ}\text{C}$	Расчетная стоимость топлива, руб/т у. т				
		12,8	10,4		3,2	
		$\phi_{\text{ух}}^{\text{опт}}$	$\phi_{\text{ух}}^{\text{опт}}$	$t_{\text{г в}}$	$\phi_{\text{ух}}^{\text{опт}}$	$t_{\text{г в}}$
165	195	79,8	82,0	200	109,0	221
	225	86,5	88,0	230	117,5	253
	255	92,0	94,0	260	124,0	284
	285	98,0	100,8	291	132,0	318
240	230	89,2	90,5	245	116,8	265
	264	95,5	97,6	279	126,0	300
	290	101,3	102,8	306	133,5	330
	320	107,0	108,6	336	139,0	360
300	240	91,0	93,6	258	121,0	285
	278	98,0	100,6	296	130,0	326
	300	104,0	105,8	320	136,0	350
	330	109,0	112,0	350	143,0	381
400	260	96,2	99,0	298	131,5	341
	298	103,0	106,0	332	141,0	381
	320	108,0	110,5	355	147,5	406
	350	112,0	116,0	383	153,0	435

Таблица 6-6

Значения коэффициента ϵ

Давление пара, ата	Значения коэффициента ϵ при расчетной стоимости топлива, руб/т у. т		
	12,8	10,4	3,2
165	0,20	0,21	0,26
240	0,20	0,20	0,25
300	0,20	0,20	0,24
400	0,18	0,19	0,24

Значения коэффициентов ϵ лежат в основном в пределах, указанных в [Л. 6-6], но дифференцированы для различных условий (стоимость топлива, параметры пара).

Таким образом, при выборе оптимальной температуры питательной воды необходимо считаться с целесообразностью изменения температуры уходящих газов, если оно не противоречит другим техническим требованиям (как, например, условиям коррозионной

стойкости воздухоподогревателя) и если вообще уровень оптимальных температур уходящих газов лежит выше выбранного по условиям коррозии.

Величину изменения Φ_{yx} можно определять по выражению (6-34), которое выведено с учетом обеспечения оптимальных температурных напоров Δt_1 и Δt_2 .

в) Особенности определения оптимальной температуры уходящих газов при заданной температуре горячего воздуха

В практических расчетах могут встретиться условия, когда оптимальные температурные напоры обеспечиваются лишь путем уменьшения температуры горячего воздуха ниже значений, рекомендуемых нормами теплового расчета котельных агрегатов [Л. 6-15].

В этих случаях задача решается для условия $t_{г. в} = \text{const}$. При этом температурные напоры на «холодном» конце экономайзера и «горячем» конце воздухоподогревателя определяются не минимальными расчетными затратами, а тепловым балансом воздухоподогревателя котла для каждого значения температуры уходящих газов.

Используя уравнение теплового баланса, можно записать

$$\left. \begin{aligned} \Delta t_1 &= \frac{q_{вп}}{\Sigma(Vc)_{вп}} + \Phi_{yx} - t_{г. в}; \\ \Delta t_2 &= \frac{q_{вп}}{\Sigma(Vc)_{вп}} + \Phi_{yx} - t_{п. в}. \end{aligned} \right\} \quad (6-35)$$

Здесь $q_{вп}$ — тепловосприятие воздухоподогревателя на 1 кг топлива.

Для определения оптимальной температуры уходящих газов также можно использовать зависимость (6-33). Необходимо лишь представить выражения (6-35) в виде линейных уравнений, аналогичных (6-27). При этом подставляемые в формулу (6-33) коэффициенты оказываются равными $e = 1$, $e' = 1$,

$$d = \frac{q_{вп}}{\Sigma(Vc)_{вп}} - t_{п. в} \text{ и } d' = \frac{q_{вп}}{\Sigma(Vc)_{вп}} - t_{г. в}.$$

Увеличение температуры горячего воздуха по сравнению с экономически оптимальной приводит к увеличению оптимальной температуры уходящих газов. Оптимальные значения температуры уходящих газов для АШ, соответствующие постоянной температуре горячего воздуха $t_{г. в} = 350^\circ \text{C}$, сведены в табл. 6-7.

Как видно из сопоставления табл. 6-5 и 6-7, в тех случаях, когда значение температуры горячего воздуха, соответствующее оптимальным температурным напорам, сильно отличается от принятой, optimum температуры уходящих газов значительно смещается.

Таблица 6-7

Оптимальные значения температуры уходящих газов при различных параметрах пара, стоимости топлива (c_T^p) и постоянной температуре горячего воздуха $t_{г.в} = 350^\circ \text{C}$

p , атм	$t_{п.в}$, $^\circ\text{C}$	$\phi_{ух}^{опт}$ $^\circ\text{C}$ при		
		$c_T^p = 12,8 \text{ руб/т у т}$	$c_T^p = 10,4 \text{ руб/т у т}$	$c_T^p = 3,2 \text{ руб/т у т}$
165	195	104,0	106,0	133,0
	225	104,5	106,5	134,0
	255	105,0	107,0	135,0
	285	105,5	107,0	136,0
240	230	104,5	106,5	132,0
	264	105,0	107,0	134,0
	290	105,5	107,5	135,5
	320	106,5	108,0	138,0
300	240	104,0	107,0	134,5
	278	105,0	107,5	136,0
	300	106,0	108,0	138,5
	330	107,0	109,5	143,0
400	260	105,0	107,0	137,0
	298	106,5	109,0	142,0
	320	108,0	110,0	146,0
	350	111,0	114,0	153,0

Например, для $p = 240 \text{ атм}$, $t_{п.в} = 230^\circ \text{C}$ температура воздуха изменяется приблизительно на 100°C , а оптимум $\phi_{ух}$ сдвигается примерно на 15°C .

6-4. Определение совмещенных оптимальных значений температуры питательной воды и температуры уходящих газов (для различных условий)

Как было отмечено выше, для определения оптимальных значений температур питательной воды и уходящих газов необходимо сопоставить экономию (перерасход) топлива, связанную с изменением этих параметров, с перерасходом (экономией) капиталовложений в оборудование, влекущим за собой изменение ежегодных затрат (на амортизацию и текущий ремонт).

Оптимальные температуры питательной воды и уходящих газов определяются путем сопоставления вариантов, отличающихся между собой температурой питательной воды. При этом каждой

температуре питательной воды соответствует наивыгоднейшая температура уходящих газов, вычисленная по методике, изложенной в § 6-3. Методика сопоставления вариантов рассмотрена в первой главе.

Остановимся на определении отдельных составляющих расчетных затрат, по которым в конечном счете производится выбор наивыгоднейших значений $t_{п.в}$ и $\theta_{ух}$.

а) Определение изменений расчетных затрат на топливо

По методике, изложенной в § 6-2, вычисляется удельный расход тепла по машинному залу с учетом изменения потерь с выходной скоростью. По данным § 6-3 определяются оптимальная температура уходящих газов и соответствующий ей к. п. д. котлоагрегата. Задав к. п. д. теплового потока, получаем удельный расход тепла по станции из соотношения

$$q_{ст} = \frac{q_{м.з}}{\eta_k \eta_{т.п}} \text{ [ккал/квт} \cdot \text{ч]},$$

где $q_{м.з}$ — удельный расход тепла по машинному залу;

η_k — к. п. д. котлоагрегата, соответствующий оптимальной температуре уходящих газов;

$\eta_{т.п}$ — к. п. д. теплового потока.

Изменение расчетных затрат на топливо вычисляем по формуле

$$\Delta B = c_T^p \frac{(q_{ст} - q_{ст}^0) n_{год} N}{7000 \cdot 10^3} \text{ [руб/год]},$$

где c_T^p — расчетная стоимость топлива;

$q_{ст}^0$ — удельный расход тепла по станции в исходном случае;

N — мощность установки;

$n_{год}$ — число часов использования установленной мощности.

б) Изменение капиталовложений в систему регенерации

В расчетах предполагается, что изменение температуры питательной воды сопровождается изменением числа подогревателей высокого давления.

Для учета изменения затрат на регенеративную установку надо рассчитать стоимость добавляемых подогревателей.

Для облегчения расчета необходимо разбить подогреватель на две части: трубную систему и корпус. На стоимость трубной системы влияют как величина поверхности нагрева подогревателя, так и давление воды, т. е. параметры пара (при расположении питательного насоса непосредственно за деаэратором). Стоимость корпуса зависит от величины поверхности нагрева и давления отбираемого пара.

По калькуляциям себестоимости подогревателей высокого давления Таганрогского завода «Красный котельщик» стоимость

труб поверхности нагрева п. в. д. составляет 50% от стоимости трубной системы.

Таким образом, определив поверхность нагрева подогревателя и толщину стенок труб, можно рассчитать стоимость его трубной системы.

На основе анализа стоимостей корпусов блока подогревателей высокого давления для турбоустановки К-300-240 была получена зависимость стоимости корпуса п. в. д. от изменения давления пара и поверхности нагрева:

$$K_{\text{корп}} [K_{\text{корп}}^0 + (P_{\text{отб}} - P_{\text{отб}}^0) a] \left(\frac{H}{H_0} \right)^{0,5} \text{ [тыс. руб]}, \quad (6-36)$$

где $K_{\text{корп}}^0$ — стоимость корпуса подогревателя в исходных условиях;

$P_{\text{отб}}^0$ и $P_{\text{отб}}$ — давление греющего пара в исходных и в измененных условиях;

a — коэффициент, учитывающий увеличение стоимости корпуса на 1 кг/см² изменения давления пара в подогревателе, $a = 0,083$ тыс. руб/атм;

H_0 и H — поверхность нагрева подогревателя в исходных и в измененных условиях.

В качестве исходного варианта при выводе данной формулы был принят подогреватель ПВ-600/340 с корпусом стоимостью $K_{\text{корп}}^0 = 9,0$ тыс. руб, поверхностью нагрева $H_0 = 590$ м² и давлением греющего пара $P_{\text{отб}}^0 = 36$ атм.

Стоимость арматуры и защитного устройства можно не учитывать ввиду ее незначительной зависимости от изменения температуры питательной воды. Это объясняется тем, что арматура и защитное устройство устанавливаются комплектом на блок п. в. д. и их стоимость слабо зависит от изменения числа подогревателей в блоке.

в) Изменение капитальных вложений в котлоагрегат

Температура питательной воды определяет при прочих равных условиях паропроизводительность котлоагрегата, расход топлива и оптимальную температуру уходящих газов. Поэтому при выборе $t_{\text{п.в.}}$ приходится считаться со значительным изменением величин и соотношений поверхностей нагрева котельного агрегата и, следовательно, с изменением его стоимости.

Ввиду большой трудоемкости расчетов котлоагрегатов возникла необходимость в разработке упрощенной методики пересчета котла на измененную температуру питательной воды и соответствующую ей оптимальную температуру уходящих газов.

Рассмотрим такой упрощенный метод пересчета.

1. Принимаются следующие условия:

а) Температура газов на входе в конвективную часть котельного агрегата остается постоянной. Это обусловлено не только упроще-

нием пересчета, но и сохранением условий работы трубок пароперегревателя неизменными. В известной степени температура газов на входе в конвективную часть агрегата определяется также условиями шлакования.

б) Скорости газов по газоходам котла и коэффициенты теплопередачи принимаются постоянными, что обеспечивается изменением ширины газохода пропорционально расходу топлива. Влиянием изменения температуры газов в пакете пренебрегается, так как в рассматриваемом диапазоне измененной температур питательной воды средние температуры газов в пакетах мало меняются и слабо влияют на коэффициенты теплопередачи.

в) Температура пара на входе в конвективную часть первичного пароперегревателя поддерживается постоянной с целью сохранения неизменными условий работы металла наиболее напряженной части котлоагрегата.

2. По данным § 6-3 определяются оптимальная температура уходящих газов и наилучшие температурные напоры на «горячем» конце воздухоподогревателя и «холодном» конце экономайзера.

3. Для обеспечения принятых условий а) и в) изменяется температура воды на выходе из экономайзера. Изменение теплосодержания воды на выходе из экономайзера при изменении $t_{п.в}$ можно определить следующим образом.

Поскольку тепловосприятие радиационной части котла на 1 кг топлива при неизменной температуре воздуха на входе в топку остается постоянным, можно записать

$$(i_k - i_{эк}^0) \frac{G_0}{B_0} = (i_k - i_{эк}) \frac{G}{B},$$

тогда

$$\Delta i'_{эк} = i_{эк} - i_{эк}^0 = (i_k - i_{эк}^0) \left(1 - \frac{BG_0}{B_0G}\right), \quad (6-37)$$

где $i_{эк}$ и $i_{эк}^0$ — теплосодержание воды на выходе из экономайзера в исходном и в измененном случаях;

i_k — теплосодержание пара на входе в конвективный перегреватель;

B_0 и B — расход топлива в исходном и в измененном случаях;

G_0 и G — расход пара в исходном и в измененном случаях.

При наличии переходной зоны формула (6-37) приобретает вид

$$\Delta i'_{эк} = (i_k - i_{эк}^0 - \Delta i_{п.з}) \left(1 - \frac{BG_0}{B_0G}\right),$$

где $\Delta i_{п.з}$ — дополнительное изменение теплосодержания пара в переходной зоне.

Учитывая, что температура воздуха на входе в топку при одноступенчатом подогреве воздуха переменная, для сохранения неизменной температуры газов на выходе из топки нужно изменить теплосодержание воды на выходе из экономайзера еще на величину $\Delta i^* = \frac{\Delta Q_{в.п}}{G}$, где $\Delta Q_{в.п}$ — изменение тепловосприятия воздухоподогревателя.

4. Производится тепловой расчет хвостовой части котлоагрегата, начиная с воздухоподогревателя.

5. Изменение радиационной поверхности топки определяется двумя составляющими.

Первая составляющая пропорциональна расходу топлива и вычисляется по формуле

$$\Delta H_{\text{рад}}^* = H_{\text{рад}}^0 \frac{B - B_0}{B_0},$$

где $H_{\text{рад}}^0$ — величина радиационной поверхности в исходном случае.

Вторая составляющая изменения радиационной поверхности связана с изменением температуры подогрева воздуха и, следовательно, с изменением количества тепла, вносимого в топку. Она определяется по выражению

$$\Delta H_{\text{рад}}^* = \frac{\Delta Q_{г.в}}{q_{\text{уд}}},$$

где $\Delta Q_{г.в}$ — изменение количества тепла, вносимого в топку с горячим воздухом;

$q_{\text{уд}}$ — удельное тепловосприятие радиационной поверхности топки.

6. Изменение стоимости котлоагрегата подсчитывается на основе удельных стоимостей поверхностей нагрева, которые определяются по данным калькуляций котлостроительных заводов.

г) Зависимость изменения расчетных затрат от температуры питательной воды при различных условиях

На основе результатов, полученных в пп. «а», «б» и «в», учитывая изменение затрат на систему водоснабжения и конденсационное устройство, изменение мощности, потребляемой питательными, конденсатными и циркуляционными насосами, дымососами и вентиляторами, соответствующие затраты на мощность, замещаемую в энергосистеме, а также ежегодные издержки, связанные с амортизацией и текущим ремонтом оборудования, можно определить изменение расчетных затрат в зависимости от температуры питательной воды.

По максимуму экономии расчетных затрат вычисляются оптимальная температура питательной воды и соответствующая ей невыгоднейшая температура уходящих газов.

Расчеты по изложенной методике были выполнены применительно к различным параметрам пара, указанным в табл. 6-8.

Таблица 6-8

Значения параметров пара, рассмотренных при определении оптимальных $t_{п.в}$ и $t_{ух}$

Давление пара, атм	Температура острого пара, °С	Температура пара после первого пром-перегрева, °С	Температура пара после второго пром-перегрева, °С
165	565	565	—
	565	565	565
240	580	565	—
	580	565	565
300	565	565	—
	565	565	565
	650	565	565
	700	565	565
	700	600	—
400	565	565	—
	565	565	565
	650	565	565
	700	565	565
	700	600	—

Для каждого параметра рассмотрены четыре варианта температуры питательной воды (табл. 6-9).

Таблица 6-9

Варианты температуры питательной воды, рассмотренные для параметров пара, указанных в табл. 6-8

Давление пара, атм	Температура питательной воды, °С			
	195	225	255	285
165	195	225	255	285
240	230	264	290	320
300	240	278	300	330
400	260	298	320	350

Расчеты проведены для районов дешевого и дорогого топлива, т. е. при расчетной стоимости топлива 3,2 руб/т у. т. и 10,4 руб/т у. т.

Число часов использования установленной мощности $n_{год} = 7000 \text{ ч/год}$. Затраты на амортизацию и текущий ремонт оборудо-

вания приняты равными 11% от капиталовложений в оборудование и 5% от стоимости системы водоснабжения. Затраты на замещаемую мощность — 60 руб/квт, приведенные затраты на единицу дополнительного расхода воды в системе водоснабжения — 15 руб/м³/ч, удельная стоимость конденсатора — 20 руб/м² и кратность охлаждения $m = 60$.

Результаты расчетов для давления $p_0 = 240$ атм иллюстрируют графиками на рис. 6-7.

Оптимальные для различных условий значения температур питательной воды и уходящих газов сведены в табл. 6-10.

Как видно из этой таблицы, оптимальные значения температур уходящих газов для районов дорогого топлива (10,4—12,8 руб/т у. т.) ниже технически достижимых по условиям коррозии хвостовой части котельного агрегата. Поэтому для получения оптимальных температур питательной воды в реальных условиях проведены расчеты для принятой в настоящее время котлостроительными заводами температуры уходящих газов 125° С. Результаты расчетов представлены в табл. 6-11 и иллюстрируются графиком на рис. 6-7 для $p = 255$ атм и расчетного топлива АШ.

Данные, полученные в результате исследования, показывают, что оптимальные температуры питательной воды и уходящих газов существенно зависят от стоимости топлива. Так, при изменении стоимости топлива от 3,2 до 10,4 руб/т у. т. (соответственно районам дешевого и дорогого топлива) оптимальная температура питательной воды изменяется в рассмотренном диапазоне параметров пара на 15—45° С, а температура уходящих газов — на 18—28° С. Большие изменения относятся к более низким параметрам пара, где доля топливной составляющей в расчетных затратах выше, чем в вариантах с более высокими параметрами пара.

руб/квт год

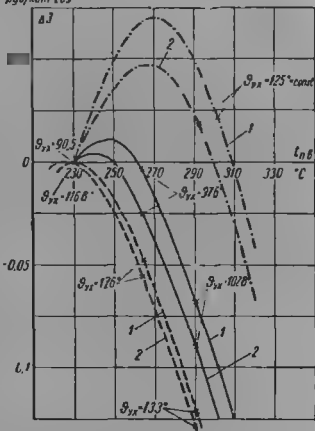


Рис. 6-7. Экономия расчетных затрат в зависимости от температуры питательной воды

1 — $t = 580/565$ ° С; 2 — $580/565/565$ ° С;

— — — $c_p = 8,2$ руб/т у. т.;

— — — 10,4 руб/т у. т.; — — — 10,4 руб/т у. т. при $\phi_{yx} = 125$ ° С = const.

Таблица 6-10

Значения оптимальных температур питательной воды и уходящих газов (в градусах Цельсия) для различных параметров пара и расчетных стоимостей топлива c_T^P

Параметры пара	$c_T^P = 3,2 \text{ руб/т у. т.}$		$c_T^P = 10,4 \text{ руб/т у. т.}$	
	$t_{п.в}^{\text{опт}}$	$\vartheta_{ух}^{\text{опт}}$	$t_{п.в}^{\text{опт}}$	$\vartheta_{ух}^{\text{опт}}$
165 ата, 565/565° С	195—200	109—111	245—250	91—93
165 ата, 565/565/565° С	192—197	107—109	240—245	89—91
240 ата, 580/565° С	230—235	117—119	249—254	93—95
240 ата, 580/565/565° С	227—232	114—116	244—249	91—93
300 ата, 565/565° С	240—245	121—123	258—263	96—98
300 ата, 565/565/565° С	237—242	118—120	253—258	94—96
300 ата, 650/565/565° С	238—243	120—122	253—258	94—96
300 ата, 700/565/565° С	—	—	255—260	95—97
300 ата, 700/600° С	—	—	258—263	96—98
400 ата, 565/565° С	—	—	271—276	102—104
400 ата, 565/565/565° С	—	—	268—273	101—103
400 ата, 650/565/565° С	—	—	253—258	97—99
400 ата, 700/565/565° С	—	—	256—261	98—100
400 ата, 700/600° С	—	—	262—267	99—101

Таблица 6-11

Значения оптимальных температур питательной воды для различных параметров пара при $\vartheta_{ух} = 125^\circ \text{С}$

Параметры пара	Оптимальные температуры питательной воды, °С, при расчетной стоимости	
	10,4 руб/т у. т.	12,8 руб/т у. т.
165 ата, 565/565° С	262—267	265—270
165 ата, 565/565/565° С	260—265	263—268
240 ата, 580/565° С	269—274	275—280
240 ата, 580/565/565° С	264—269	270—275
300 ата, 565/565° С	275—280	283—288
300 ата, 565/565/565° С	269—274	275—280
300 ата, 650/565/565° С	260—265	268—273
300 ата, 700/565/565° С	263—268	270—275
300 ата, 700/600° С	266—271	272—277
400 ата, 565/565° С	278—283	284—289
400 ата, 565/565/565° С	273—278	282—287
400 ата, 650/565/565° С	258—263	268—273
400 ата, 700/565/565° С	260—265	268—273
400 ата, 700/600° С	267—272	272—277

Влияние параметров пара на оптимальную температуру питательной воды подробно рассмотрено в четвертой главе.

Следует отметить, что значения оптимальных $t_{п.в}$ и $\vartheta_{ух}$, указанные в табл. 6-10 и 6-11, получены при оптимальных температурных напорах в экономайзере и воздухоподогревателе без учета возможных ограничений изменений температуры воздуха, обусловленных топочным процессом.

ЛИТЕРАТУРА

- 6-1. Рубинштейн Я. М., Исследование регенеративного процесса в паротурбинных установках, Известия ВТИ, 1929, № 1.
- 6-2. Гохштейн Д. П., Термодинамический анализ регенеративных циклов, «Советское котлотурбостроение», 1939, № 9.
- 6-3. Фукс Г. И., Среднотермодинамическая температура, к. п. д. и давления отборов регенеративного цикла, Известия Томского политехнического института, том 63, 1945.
- 6-4. Калафати Д. Д., Основы теории регенеративных циклов паросиловых установок высокого давления, Труды МЭИ, вып. XI, 1953.
- 6-5. Калафати Д. Д., Оптимальная общестанционная температура регенеративного подогрева питательной воды, «Теплоэнергетика», 1958, № 3.
- 6-6. Андриященко А. И., Зависимость к. п. д. проектируемого котлоагрегата от температуры питательной воды. Сборник научных сообщений Саратовского автомобильно-дорожного института, вып. 4, 1956.
- 6-7. Андриященко А. И., Кин Э. А., Ильин А. В., Методика термодинамического расчета оптимальных параметров тепловой схемы мощных паротурбинных установок с промперегревом, Сборник научных сообщений Саратовского автомобильно-дорожного института, вып. 10, 1957.
- 6-8. Питерцев Ю. Н., Накывгоднейшие значения температур уходящих газов и питательной воды котельных агрегатов. Материалы научно-технического совещания по разработке новых типов хвостовых поверхностей нагрева котлов, НТОЭП, Пермь, 1959.
- 6-9. Стыркович М. А., Матвеев Г. А., Беляев В. И., Выбор оптимальной температуры уходящих газов энергетических котлов, «Теплоэнергетика», 1960, № 7.
- 6-10. Рихтер Л. А., Техничко-экономический расчет температурных напоров для воздухоподогревателя при расположении его в рассечку с водяным экономайзером, «Теплоэнергетика», 1958, № 12.
- 6-11. Змачинский А. В., О рациональном размещении воздухоподогревателя, «Теплоэнергетика», 1961, № 12.
- 6-12. Гельтман А. Э., Апатовский Л. Е., Выбор оптимальных температур питательной воды и уходящих газов для блочных конденсационных установок, «Теплоэнергетика», 1961, № 7.
- 6-13. Основные методические положения технико-экономических расчетов в энергетике, Металлургиядат, 1959.
- 6-14. Андриященко А. И., Змачинский А. В., Расчет оптимальной температуры уходящих газов крупных энергетических котлов, Известия ВУЗ, Энергетика, 1962, № 1.
- 6-15. Тепловой расчет котельных агрегатов (нормативный метод), Госэнергоиздат, 1957.

ОПТИМАЛЬНОЕ ДАВЛЕНИЕ ПРОМЕЖУТОЧНОГО ПЕРЕГРЕВА ПАРА

7-1. Термодинамически наивыгоднейшее давление промежуточного перегрева

Для каждого цикла с определенными начальными и конечными параметрами, а также конечной температурой промежуточного перегрева существует наивыгоднейшее давление промперегрева. При неправильном выборе параметров промперегрева ухудшается тепловая экономичность цикла и в некоторых случаях увеличивается стоимость установки. Широко применяемые эмпирические методы выбора параметров промежуточного перегрева (например, давление промперегрева принимается равным 20% от начального давления) могут привести к значительным ошибкам.

Как известно, для идеальных циклов оптимальная температура начала промперегрева должна быть равна средней температуре процесса подвода тепла во всем сложном цикле.

Приняв это положение за исходное, д. т. и. А. И. Андрищенко [Л. 7-1] разработал методику определения оптимальных параметров промежуточного перегрева для реального цикла. Согласно этой методике, подлежит определению оптимальное значение температуры начала промперегрева T_x , которое должно соответствовать максимуму к. п. д. реального цикла турбоустановки с промежуточным перегревом η_r . Это может быть в том случае, если к. п. д. дополнительного элементарного цикла, появляющегося при отклонении T_x , будет равным к. п. д. всего сложного цикла η_r с учетом реальных значений внутренних относительных к. п. д. турбины, потери от влажности пара и работы, затраченной на привод питательного насоса.

В соответствии с этим в турбоустановках с двукратным промежуточным перегревом для достижения максимума их эффективности к. п. д. каждого элементарного цикла, соответствующего изменению давления первого и второго промперегрева в точке оптимума, должен быть равным к. п. д. всего сложного цикла. Это значит, что оптимальные температуры начала первого и второго промперегрева должны быть одинаковыми (в предположении, что к. п. д. отсеков турбины, примыкающих к отборам пара на первый и второй промежуточные перегревы, одинаковы).

Исходя из этого, А. И. Андрищенко предлагает формулы для определения оптимальной температуры начала промежуточного перегрева. Применительно к однократному промперегреву температура начала процесса промежуточного перегрева вычисляется по выражению

$$T_x = -a + \sqrt{a^2 + b}, \quad (7-1)$$

где

$$a = \frac{T_n(\Delta s_1 + 2gc_p + \delta s_T) - 2K_x T_{\text{сук}} - q_1}{2(\Delta s_1 - gc_p + K_x + \delta s_T)};$$

$$b = \frac{T_n q_1 + gc_p T_n^2 - K_x T_{\text{сук}}^2}{\Delta s_1 - gc_p + K_x + \delta s_T}.$$

Здесь T_n — абсолютная температура пара в конце промперегрева;
 Δs_1 — приращение энтропии воды и пара в основном цикле;
 g — относительное количество пара, поступающего в пром-перегреватель;

c_p — среднее значение теплоемкости пара в процессе пром-перегрева;

δs_T — коэффициент, учитывающий потери в турбоустановке;

$T_{\text{сук}}$ — такое значение T_x , при котором конечная точка процесса расширения пара окажется на пограничной кривой;

q_1 — тепло, подводимое к 1 кг пара в основном цикле.

Коэффициент K_x находится из выражения

$$\Delta E_{\text{вл}} = K_x \frac{T_2}{T_x} \cdot \frac{(T_x - T_{\text{сук}})^2}{T_n + T_x}, \quad (7-2)$$

где $\Delta E_{\text{вл}}$ — потери от влажности для одного из вероятных процессов в турбине.

T_2 — абсолютная температура пара в конце реального процесса расширения.

Оптимальное давление отвода пара на промперегрев определяется по IS -диаграмме как точка пересечения кривой вероятного процесса расширения пара в части высокого давления турбины и изотермы T_x .

Принцип выбора оптимальных давлений промежуточного перегрева для установок с двукратным промперегревом такой же, как и для установок с одним промперегревом. При этом необходимо определить температуру начала первого промперегрева (T_{x1}) и соответствующее ей давление, как для однократного промперегрева, но без учета конечной влажности (т. е. при $K_x = 0$). Затем, считая заданными все параметры первого промперегрева, находят температуру T_{x2} .

Давления начала процессов промежуточного перегрева определяются точкой пересечения изотермы T_x с политропой расширения пара в ч. в. д. и ч. с. д.

Недостатком приводимой в (Л. 7-1) методики является условность учета потери, связанной с влажностью пара в конце процесса расширения. Из выражения (7-2) видно, что потери от влажности пара определяются параметрами двух условных процессов расширения пара в турбине: во-первых, процесса с предварительно принятым давлением промперегрева, которое в большинстве случаев

не совпадает с оптимальным значением его, и, во-вторых, процесса расширения, конечная точка которого оказывается на пограничной кривой, где потери от влажности равны нулю. При этом методе влияние потерь от влажности значительно ослабляется, что приводит к завышению оптимального значения давления промперегрева. Это существенно сказывается при определении давления промперегрева для установок с однократным промперегревом и в меньшей степени для установок с двухкратным промперегревом, где величины потери от влажности пара малы.

В некоторых методиках определения оптимальных давлений промперегрева потери от влажности вообще не учитываются (например, [Л. 7-2]). Между тем очевидно, что должна существовать определенная зависимость между давлением промперегрева (а следовательно, и температурой T_p) и потерей от влажности.

Оптимальная величина давления промперегрева зависит от многих факторов: начального давления и температуры пара, конечной температуры промперегрева, внутренних относительных к. п. д. цилиндров турбины, величины потерь от влажности и от дросселирования пара в системе промперегрева, а также от затрат энергии на привод питательных насосов.

Методика, использованная в данной главе, основана на широко распространенном методе расщепления сложного парового цикла на основной и дополнительный циклы [Л. 7-3; 7-4], что позволяет более точно определить изменение каждой из потерь при изменении давления промежуточного перегрева.

В общем случае относительное изменение к. п. д. турбоустановки при отклонении давления промежуточного перегрева от значения, принятого в исходном варианте, определится выраже-

$$\frac{\Delta \eta}{\eta_0} = \frac{\eta}{\eta_0} - 1 = \frac{1 + \frac{\Delta q - \Delta E}{q_0 - E_0}}{1 + \frac{\Delta q}{q_0}}, \quad (7-3)$$

где q_0 , E_0 , $q_0 - E_0$ — расход тепла, потери и работа исходного цикла;

Δq , ΔE , $\Delta q - \Delta E$ — расход тепла, потери и работа дополнительного цикла.

Все величины относятся к единице расхода пара.

Расход тепла в энергоустановке с промперегревом

$$q_0 = i_0 - i_{п.в} + \sum_{x=0}^{x=i} g_x^{np} \Delta i_x^{np} \text{ [ккал/кг]}.$$

При отклонении давления промперегрева от принятого в исходном варианте изменение расхода тепла на турбоустановку опре-

деляется суммой изменений расходов тепла в процессах первого, второго и т. д. промперегрева:

$$\Delta q = \frac{T_x + T_{\text{пп}}}{2} \Delta s_{\text{пп}} - \frac{T_x^0 + T_{\text{пп}}^0}{2} \Delta s_{\text{пп}}^0, \quad (7-4)$$

где T_x и T_x^0 — температуры пара в начале промперегрева при рассматриваемом и исходном значениях давления промперегрева;

$T_{\text{пп}}$ — абсолютная температура пара в конце промперегрева;

$\Delta s_{\text{пп}}$ и $\Delta s_{\text{пп}}^0$ — приращение энтропии в процессах промперегрева в рассматриваемом и исходном вариантах.

При определении потерь в рабочем процессе турбоустановки учитывались потери тепла в холодный источник (E_k), затраты энергии на привод питательного насоса, потери от дросселирования пара в системах промперегрева и потери от влажности.

Так как удельная работа питательного насоса (на единицу расхода пара) при заданных начальных параметрах пара и температуре питательной воды не зависит от давления промперегрева, то связанная с ней потеря представляет постоянную величину для данных p_0 , t_0 , $t_{\text{п.в.}}$.

Потери от дросселирования пара в трактах промперегрева $E_{\text{др}}$ определяются по приращению энтропии $\Delta s_{\text{др}}$ и относительному количеству дросселируемого пара $g_{\text{пп}}$. Для перегретого водяного пара эту зависимость можно представить как

$$E_{\text{др}} = 0,105 g_{\text{пп}} T_2 \ln \frac{p_{\text{пп}}}{p_{\text{пп}} - \Delta p_{\text{пп}}}. \quad (7-5)$$

Поскольку при всех вариантах давления промперегрева относительная величина падения давления принята неизменной и равной $0,1 p_{\text{пп}}$, то эти потери также остаются постоянными для данных начальных параметров пара.

Рассмотрены одновальные турбоагрегаты с 4-поточной конструкцией ч. н. д. Давление пара перед ч. н. д. турбин во всех случаях равно 3 атм.

Внутренние относительные к. п. д. для цилиндров высокого и среднего давления определены по [Л. 7-6]. Процесс расширения в ч. и. д. построен по к. п. д. сухой ступени ($\eta_{\text{от}}^{\text{сух}} = 0,89$). Для этих условий вычислялись потери от влажности:

$$E_{\text{вл}} = h_i^{\text{вл}} \left(1 - \frac{1+x}{2} \right) g_k \text{ [ккал/кг]}, \quad (7-6)$$

где $h_i^{\text{вл}}$ — использованный перепад, находящийся ниже пограничной кривой;

x — паросодержание в конце процесса расширения пара в турбине;

g_k — доля пара, идущего в конденсатор.

На рис. 7-1 дан график для определения величины потери от влажности. В левой части этого графика представлена зависимость температуры пара перед ч. н. д. от давления промежуточного перегрева (для турбоустановок с двойным промперегревом имеется в виду второй промперегрев). Однозначность этой зависимости обусловлена тем, что давление пара перед ч. и. д. во всех случаях принято одинаковым. В правой части рис. 7-1 показана зависимость потери, связанной с влажностью, от температуры пара перед ч. н. д.

Таким образом, для каждого значения давления промперегрева может быть определена потеря от влажности. Найденная по

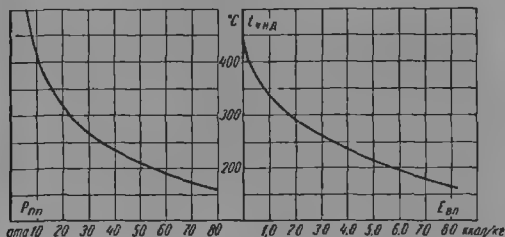


Рис. 7-1. К определению потерь от влажности.

рис. 7-1 величина должна быть умножена на g_k , которая определяется начальными параметрами пара.

На рис. 7-2 приведены оптимальные значения давлений промежуточного перегрева для энергоустановок с одним и двумя промперегревами.

Оптимальная величина давления промежуточного перегрева существенно зависит от начальных параметров пара и в меньшей степени от температуры конца промперегрева. При повышении начального давления заметно возрастает оптимальное давление промперегрева, при повышении же начальной температуры эта величина снижается; при повышении конечной температуры промперегрева оптимальное давление несколько увеличивается.

У установок с двойным промперегревом оптимальное давление первого промперегрева заметно больше оптимального давления у турбоустановок с одним промежуточным перегревом при тех же начальных параметрах: при однократном промперегреве $\frac{p_{пп}}{p_0} = (0,12 \div 0,15)$ p_0 (более высокие значения $p_{пп}$ при низких t_0), при двукратном $\frac{p_{пп1}}{p_0} = (0,2 \div 0,22)$ p_0 . Это объясняется тем, что в последнем случае на выбор давления промперегрева не оказывает влияния конечная влажность пара.

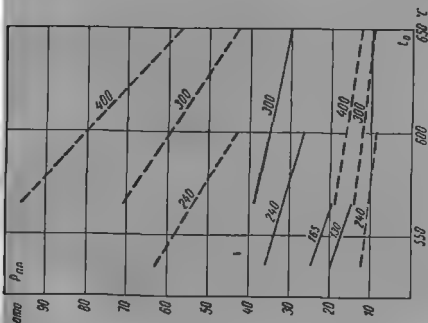


Рис. 7-2. Оптимальные давления промежуточного перегрева.

— для турбоустановок с одним промежуточным перегревом; — — — — — $p_{пт1}$ для турбоустановок с двумя промежуточными перегревами; — — — — — $p_{пт2}$ для турбоустановок с двумя промежуточными перегревами. Цифрами на кривых отмечены начальные давления пара.

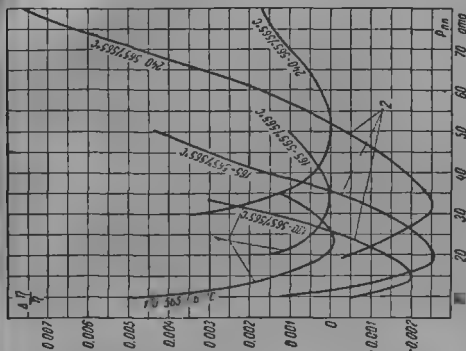


Рис. 7-3. К определению оптимального (по тепловой экономичности установки) давления промежуточного перегрева. Цифрами на кривых отмечены начальные температуры пара и конечная температура промежуточного перегрева.

Из графика рис. 7-2 видно также, что наибольшая экономичность турбоустановки с двойным промперегревом достигается при соотношении давлений второго и первого промперегревов 0,20—0,25.

Приведенные цифры совпадают с данными [Л. 7-5] и [Л. 7-6]. В [Л. 7-7] для турбоустановок с одним промперегревом указана несколько бóльшая величина оптимального давления промперегрева, равная $(0,15 \div 0,20) p_0$ (большее значение относится к низким начальным температурам).

На рис. 7-3 для турбоустановок с однократным промежуточным перегревом показано влияние величины потери от влажности на оптимальное значение давления промперегрева. Здесь по оси ординат отложено изменение тепловой экономичности, по оси абсцисс — давление промперегрева. Кривые 1 соответствуют вариантам, когда потери от влажности не учитываются; кривые 2 построены с учетом этих потерь. Оптимальные давления промперегрева, определенные по кривым 1, составляют: 23,5 *атм* при начальном давлении пара 130 *атм*; 35 *атм* при 165 *атм* и 51 *атм* при 240 *атм*, что составляет 18—22% от начального давления пара.

Если учитывать потери, связанные с влажностью пара, то оптимальное давление промперегрева заметно снижается и при начальном давлении пара 130; 165 и 240 *атм* составляет соответственно 15, 20 и 32,5 *атм*, или примерно 12—14% от начального давления пара (несколько возрастая с увеличением его). Таким образом, недоучет потерь от влажности приводит к значительному завышению оптимального давления промперегрева.

7-2. Влияние отклонения давления промежуточного перегрева от термодинамически оптимального на тепловую экономичность турбоустановки

В ряде случаев, например при реальном распределении давлений в отдельных цилиндрах турбины, с целью уравнивания мощностей на валах двухваловых турбоагрегатов, сокращения диаметров паропроводов, оказывается необходимым отклониться от оптимального значения давления промежуточного перегрева. При этом надо учитывать влияние изменения давления промперегрева на экономичность турбоустановки.

Величина снижения экономичности установки при отклонении давления промперегрева от оптимального зависит от многих факторов: начального давления и температуры пара, конечной температуры промперегрева, внутренних относительных к. п. д. турбины, величины потерь от влажности и от дросселирования пара в паропроводе, а также величины затрат энергии на привод питательных насосов.

В турбоустановке с одним промежуточным перегревом сниже-

ние давления промперегрева (по сравнению с оптимальным) приводит к увеличению расхода тепла на промперегрев.

В условиях теоретического цикла, когда при снижении давления промперегрева дополнительное количество тепла подводится при температуре ниже средней температуры процессов подвода тепла в цикле, к. п. д. последнего должен снизиться. В условиях реального цикла учет конечной влажности пара приводит не только к уменьшению величины оптимального давления, но и к более резкому снижению экономичности турбоустановки при отклонении давления промперегрева от оптимальной его величины.

Существенно иное положение наблюдается при двукратном промперегреве. Поскольку конечная влажность пара в этом случае обычно невелика, основное значение приобретает влияние изменения давления промперегрева на температуру подвода дополнительного тепла в процессе промперегрева.

Снижение давления первого промперегрева при постоянном давлении второго приводит к увеличению расхода тепла в первом промежуточном перегревателе и одновременному снижению расхода тепла во втором.

Изменение суммарного расхода тепла в обоих промежуточных перегревателях зависит от соотношения средних температур процессов подвода тепла в них. Если температура начала первого промежуточного перегрева выше температуры начала второго, то при снижении давления первого промперегрева на элементарную величину прирост расхода тепла в первом промперегревателе будет больше снижения расхода тепла во втором. При этом предполагается, что изобары процессов промперегрева при различных давлениях эквидистантны, т. е. соблюдено условие $\Delta s_{пп} = idem$ (что равнозначно условию независимости теплоемкости C_p от давления).

Это иллюстрируется графиком на рис. 7-4, а. Здесь показан процесс перегрева пара в первом и во втором перегревателях при разных давлениях первого промперегрева. При снижении давления первого промперегрева от p_1 до p_2 подвод тепла в первом промперегревателе увеличивается на

$$\Delta q'_{пп} = T_{x1} \Delta s_{пп}.$$

В то же время во втором промперегревателе подвод тепла снижается на

$$\Delta q''_{пп} = T_{x2} \Delta s_{пп}.$$

Очевидно, что при $T_{x1} > T_{x2}$ имеем $\Delta q'_{пп} > \Delta q''_{пп}$. Следовательно, в этом случае увеличивается суммарный расход тепла в промперегревателях.

Если же температура начала перегрева во втором промперегревателе выше, чем в первом, наблюдается противоположное: снижение давления первого промперегрева приводит к уменьшению расхода тепла в промежуточных перегревателях (рис. 7-4, б).

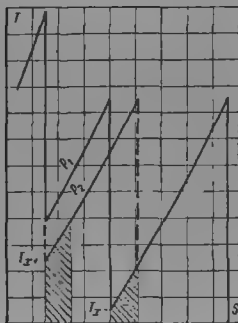
Суммарное изменение подвода тепла при изменении давления первого промперегрева составит: при снижении давления

$$\Delta q_{\text{пп}} = \Delta q'_{\text{пп}} - \Delta q''_{\text{пп}} = (T_{x1} - T_{x2}) \Delta s_{\text{пп}},$$

при повышении давления

$$\Delta q_{\text{пп}} = (T_{x2} - T_{x1}) \Delta s_{\text{пп}}.$$

а)



б)

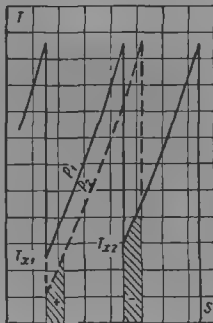


Рис. 7-4. Влияние изменения температур начала первого и второго промперегрева на подвод тепла в промперегревателях: а — $T_{x1} > T_{x2}$; $\Delta q' = T_{x1} \Delta s$; $\Delta q'' = T_{x2} \Delta s$; $\Delta q' > \Delta q''$; б — $T_{x1} < T_{x2}$; $\Delta q' = T_{x1} \Delta s$; $\Delta q'' = T_{x2} \Delta s$; $\Delta q' < \Delta q''$.

Для оценки достигаемого термодинамического эффекта можно считать, что тепло $\Delta q_{\text{пп}}$ подводится к элементарному теплофикационному циклу, ограниченному изотермами T_{x1} и T_{x2} . Тогда изменение давления первого промперегрева термодинамически эффективно при условии $\Delta q_{\text{пп}} > 0$, откуда вытекает целесообразность приближения температуры T_{x1} к T_{x2} . При $T_{x1} = T_{x2}$ оптимальное значение этих температур равно температуре подвода тепла в цикле Карно, термодинамически эквивалентном данному реальному сложному циклу.

Снижение давления второго промперегрева всегда приводит к увеличению подвода тепла к 1 кг пара, которое иначе не компенсируется и дает термодинамический эффект, аналогичный получаемому при однократном промежуточном перегреве. Все же вследствие меньшей влажности пара влияние изменения давления в этом случае сказывается менее резко, чем при однократном промперегреве.

Таким образом, если для турбоустановок с двойным промперегревом по конструктивным соображениям целесообразно повысить давление второго промперегрева, вследствие чего в его цикле подвод тепла осуществляется при более высокой температуре, то для достижения максимальной эффективности всей установки температура начала первого промперегрева должна быть также повышена. В соответствии с этим при повышении давления второго промперегрева против оптимального выгодно повысить и давление первого промперегрева.

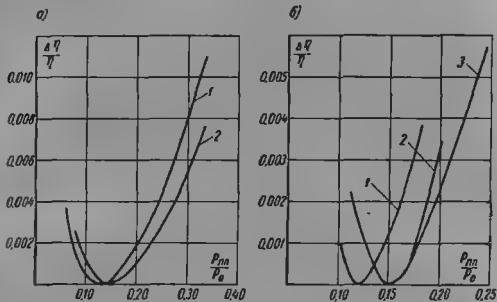


Рис. 7-5. Влияние изменения давления промперегрева на экономичность турбоустановки: а — по расчетам ЦКТИ:

1 — $t_3 = 565^\circ \text{C}$; 2 — 535°C ;

б — по данным [Л. 7-5] и [Л. 7-6]:

1 — по [Л. 7-6] при $p_0 = 250 \text{ атм}$, $t_3 = 550^\circ \text{C}$;

2 — по [Л. 7-5] при $p_0 = 168 \text{ атм}$, $t_3 = 538^\circ \text{C}$;

3 — по [Л. 7-5] при $p_0 = 126 \text{ атм}$, $t_3 = 588^\circ \text{C}$.

Точно так же при вынужденном отклонении давления первого промперегрева от оптимального выгодно изменить в том же направлении и давление второго промперегрева.

Изменение экономичности, связанное с отклонением давления промежуточного перегрева от термодинамически оптимального значения, для турбоустановок с однократным промперегревом можно представить в виде графиков на рис. 7-5, а. По оси абсцисс отложено отношение давления промперегрева к начальному давлению пара. По оси ординат здесь, как и далее, вверх отложен перерасход тепла. Кривые этого графика построены для начальных давлений 130—240 атм. Как видно из графика, для установок с однократным промперегревом при отклонении давления промперегрева от оптимального на $\pm 50\%$ увеличивается расход тепла по турбоустановке на 0,23%. При возрастании отклонения p_{mn} до $\pm 100\%$ экономичность снижается на 0,65%.

На рис. 7-5,6 показаны кривые изменения экономичности при отклонении давления промперегрева от оптимального для турбоустановок с однократным промперегревом по данным [Л. 7-5] и [Л. 7-6]. По этим источникам, изменение давления промперегрева более резко влияет на экономичность турбоустановки.

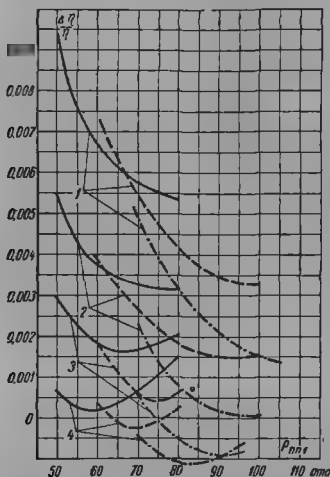


Рис 7-6. Изменение тепловой экономичности турбоустановок с двойным промперегревом на разные параметры пара в зависимости от выбора давлений второго и первого промперегревов. Температура пара во всех случаях 565/565/565°С.

1 — $p_{п2} = 25 \text{ атм}$; 2 — 20 атм; 3 — 16 атм;
4 — 12 атм; — $p_0 = 240 \text{ атм}$;
— — — 300 атм; — — — 400 атм.

12 до 16 атм) снижает экономичность турбоагрегата на 0,17%, а при повышении давления на 100% (от 12 до 25 атм) — на 0,4%. Здесь цифры изменения экономичности указаны для условия поддержания давления первого промперегрева, близкого к оптимальному, при $p_{п2} = 12 \text{ атм}$.

Аналогичное влияние на экономичность турбоустановки с двойным промперегревом оказывают отклонения давлений первого и второго промперегревов по данным [Л. 7-6].

По [Л. 7-7], уменьшение давления промперегрева вдвое снижает экономичность турбоустановок на 0,4%, повышение вдвое снижает экономичность на 0,9%.

Результаты расчетов изменений экономичности турбоустановок с двойным промежуточным перегревом при отклонениях давлений промперегревов от их оптимальных значений представлены на рис. 7-6.

Из построенный рис. 7-6 следует, что изменение давления второго промежуточного перегрева оказывает более сильное влияние на экономичность турбоустановки, чем изменение давления первого промперегрева. Так, для турбоустановки с начальными параметрами 240 атм и 565/565/565°С при $p_{п2} = 12 \text{ атм}$ повышение давления первого промперегрева на 33% (от 60 до 80 атм) повышает удельный расход тепла лишь на 0,13%. При $p_{п1} = 60 \text{ атм}$ увеличение давления $p_{п2}$ на 33% (от

Для турбоустановок с двойным промежуточным перегревом пара при вынужденном выборе давления одного промежуточного

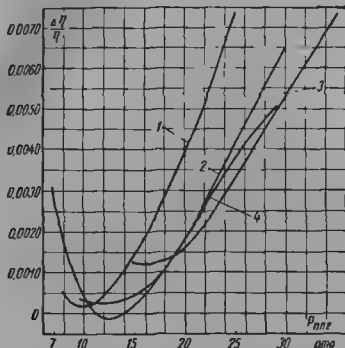


Рис. 7-7. Изменение экономичности турбоустановки в зависимости от давления второго промперегрева ($p_0 = 300 \text{ атм}$, $t_0 = 565^\circ \text{ С}$, $t_{пл} = 565/565^\circ \text{ С}$).

1 — давление первого промперегрева $p_{пл1} = 60 \text{ атм}$;
2 — 80 атм; 3 — 100 атм; 4 — при $T_{x1} = T_{x2}$.

перегрева необходимо оценить связанные с этим изменения экономичности турбоустановки и определить оптимальное для этих условий давление другого промежуточного перегрева.

На рис. 7-7 в качестве примера решения такой задачи представлены расчетные графики зависимости изменения тепловой экономичности турбоустановки от давления второго промперегрева при некоторых постоянных значениях давления первого промперегрева. По положению точек минимумов на кривых можно определить значения оптимальных давлений второго промперегрева, соответствующие заданным $p_{пл1}$.

Эти результаты в более наглядном виде представлены на рис. 7-8, по которому можно для заданных условий найти оптимальное давление одного промперегрева при любом заданном давлении другого.

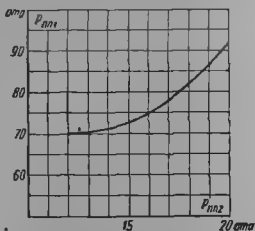


Рис. 7-8. К определению оптимального давления одного промперегрева при заданном давлении другого для турбоустановки с начальными параметрами пара 300 атм, 565/565/565 $^\circ$ С.

7-3. Экономически наимыгоднейшее давление промежуточного перегрева

Определение давлений промежуточного перегрева, оптимальных по удельным расходам тепла (см. § 7-1), не является достаточным для практических рекомендаций, так как при этом не учитывается влияние давлений промперегрева на стоимостные показатели оборудования и паропроводов. Экономически наимыгоднейшее давление промперегрева может быть найдено только путем технико-экономических расчетов с выявлением влияния давления промежуточного перегрева на показатели котельного агрегата и паропроводов.

При сопоставлении различных вариантов давлений промперегрева необходимо учитывать изменение затрат на следующие элементы оборудования: промежуточный перегреватель, поверхности нагрева котла (в связи с изменением тепловосприятия в промперегревателе), паропроводы промперегрева. Вместе с тем надо учитывать изменение расхода топлива и затраты, связанные с изменением мощности питательного насоса, а также с мощностью, недовыработанной в турбине из-за падения давления в системе промперегрева.

При снижении давления промперегрева увеличиваются затраты на промежуточные перегреватели (вследствие ухудшения условий охлаждения паром и увеличения тепловосприятия). Для турбоустановок с одним промперегревом затраты, связанные с первичным пароперегревателем, собственно котельной поверхностью и мощностью питательного насоса, значительно снижаются. Это объясняется тем, что при снижении давления промперегрева увеличивается удельное (на 1 кг пара) тепловосприятие в промперегревателе, что соответственно уменьшает расход пара и, следовательно, снижает общее тепловосприятие первичного пароперегревателя и прочих котельных поверхностей.

Для турбоустановок с двойным промежуточным перегревом, как было показано выше, снижение давления первого промперегрева при постоянном давлении второго вызывает увеличение тепловосприятия в первом промперегревателе при одновременном уменьшении тепловосприятия во втором. Изменение суммарного тепловосприятия обоих промежуточных перегревателей, а следовательно, и затрат на пароперегревателя и котельные поверхности зависит от соотношения средних температур процессов подвода тепла в обоих перегревателях.

Снижение давления второго промперегрева всегда приводит к увеличению тепловосприятия 1 кг пара и сокращению затрат на котельные поверхности нагрева и первичный перегреватель (аналогично установкам с однократным промежуточным перегревом) при одновременном увеличении затрат на вторичный перегреватель. Влияние параметров промежуточного перегрева на тех-

инко-экономические показатели котлоагрегатов выявлено по методике, рассмотренной в четвертой главе.

Давление промежуточного перегрева оказывает значительное влияние также на технико-экономические показатели системы паропроводов промперегрева. Расчетные затраты на паропроводы включают одновременные затраты на собственно паропровод, а также затраты, связанные с падением давления в паропроводе. Расчетные затраты на систему паропроводов промежуточного перегрева при неизменном диаметре последних резко сни-

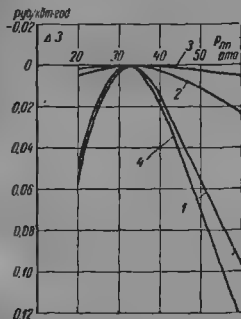


Рис. 7-9. Изменение расчетных затрат в зависимости от давления промежуточного перегрева для турбоустановки с однократным промперегревом ($p_0 = 240 \text{ атм}$, $t = 565/565^\circ \text{С}$).

1 — затраты на топливо; 2 — на котлоагрегат; 3 — на паропроводы; 4 — суммарные расчетные затраты.

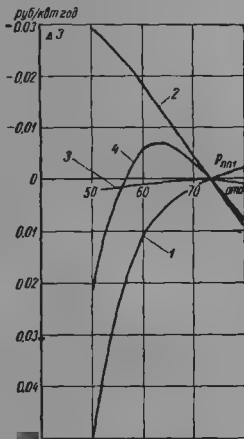


Рис. 7-10. Изменение расчетных затрат в зависимости от давления первого промежуточного перегрева для турбоустановки с двукратным промперегревом ($p_0 = 240 \text{ атм}$, $t = 565/565/565^\circ \text{С}$, $p_{\text{тн в}} = 20 \text{ атм}$).

1 — затраты на топливо; 2 — на котлоагрегат; 3 — на паропроводы; 4 — суммарные расчетные затраты.

жаются с повышением давления промперегрева. При этом в области низких давлений при больших диаметрах трубопроводов наблюдается ярко выраженный оптимум. При повышении давлений промперегрева и меньших диаметрах паропроводов оптимум пологий, поэтому можно определить лишь зону оптимальных давлений.

В случае, когда для каждого варианта давления промежуточного перегрева по минимуму расчетных затрат выбирается оптимальный диаметр паропроводов (как это принято при выборе эконо-

номически наивыгоднейшего давления промперегрева), расчетные затраты на систему паропроводов промперегрева изменяются незначительно, образуя весьма пологий оптимум.

На рис. 7-9 и 7-10 показано ориентировочное изменение расчетных затрат (с разбивкой по составляющим) в зависимости от давления промежуточного перегрева для турбоустановки с начальными параметрами пара 240 *атм* и 565° С, с одним и двумя промежуточными перегревами. Все изменения расчетных затрат найдены относительно затрат при давлении, оптимальном по условиям тепловой экономичности. Для турбоустановки с двумя промперегревами давление второго промперегрева принято равным 20 *атм*.

Оптимальные давления промежуточного перегрева, выявленные в результате технико-экономических расчетов, располагаются близко к оптимумам по тепловой экономичности, в большинстве случаев совпадая с ними. Лишь при высоких начальных давлениях пара, когда оптимум по тепловой экономичности находится в области весьма высоких давлений, экономический оптимум отклоняется в сторону более низких давлений.

ЛИТЕРАТУРА

7-1. Андрущенко А. И., Термодинамические расчеты оптимальных параметров тепловых электростанций, изд. «Высшая школа», 1963.

7-2. Гохштейн Д. П., Выбор оптимальных давлений промежуточного перегрева пара, «Теплоэнергетика», 1958, № 2.

7-3. Калафат Д. Д., Термодинамический анализ циклов паротурбинных установок с промежуточным перегревом, «Теплоэнергетика», 1956, № 3.

7-4. Рыжиков В. Я., Исследование параметров тепловых схем современных конденсационных электростанций и теплоэлектроцентралей, «Теплоэнергетика», 1955, № 4.

7-5. Бартлетт Р. Л., Тепловая экономичность и экономика паровых турбин. Перевод с англ., Госэнергоиздат, 1963.

7-6. Knizia E., Ergebnisse zur Thermodynamik des Dampfkraftprozesses mit einfacher Zwischenüberhitzung und Regenerativ-Vorwärmung, «Elektrizitätswirtschaft», 1962, N 15—16.

7-7. Senger U., Die wärmewirtschaftliche Gewinnmöglichkeiten in Kondensationskraftwerken, BWK, 1955, N 2.

ГЛАВА ВОСЬМАЯ

РЕГЕНЕРАТИВНЫЙ ПОДОГРЕВ ПИТАТЕЛЬНОЙ ВОДЫ

8-1. Выбор оптимальных температурных напоров в регенеративных подогревателях

На экономичность регенеративных установок современных паротурбинных электростанций влияет большое число факторов: распределение общего интервала подогрева воды между отдельными подогревателями, выбор схемы использования теплоты перегрева греющего пара, установка охладителей конденсата, рационализа-

ция схем слива дренажа, выбор температурных напоров в подогревателях и др.

Одним из важнейших параметров, влияющих на экономичность регенеративной установки при заданной конечной температуре подогрева питательной воды, является температурный напор на выходе из подогревателя (величина недогрева питательной воды до температуры насыщения отборного пара), который определяет параметры отбираемого из турбины пара.

Известно, что уменьшение температурного напора в отдельных регенеративных подогревателях приводит, с одной стороны, к экономии топлива вследствие снижения потерь от необратимого теплообмена,¹ с другой стороны, к увеличению стоимости поверхности нагрева подогревателя и других затрат. Следовательно, существует такая оптимальная разность температур для данного подогревателя, при которой расчетные затраты на установку [Л. 8-1] имеют минимальное значение.

Поскольку величина экономии (перерасхода) топлива, приходящаяся на 1° С изменения температурного напора, для заданных параметров пара зависит от давления отборного пара (и, следовательно, от температуры воды на выходе из подогревателя), оптимальные температурные напоры следует выбирать дифференцированно для каждого уровня давления отбора.

Справедливость этого положения можно доказать с помощью понятия работоспособности [Л. 8-2 и 8-3].

Потерю работоспособности, отнесенную к 1 кг нагреваемой воды, можно выразить формулой

$$\begin{aligned} \Delta E &= T_0 \Delta s = T_0 (\Delta s_w + \Delta s_n) = T_0 \Delta q \left(\frac{1}{\bar{T}_w} - \frac{1}{\bar{T}_n} \right) = \\ &= T_0 \Delta q \frac{\bar{T}_n - \bar{T}_w}{\bar{T}_w \bar{T}_n} = T_0 \Delta q \frac{\Delta T}{\bar{T}_w^2 + \bar{T}_w \Delta T}, \end{aligned} \quad (8-1)$$

где Δs — приращение энтропии в результате необратимого теплообмена в подогревателе;

Δs_w — приращение энтропии воды;

Δs_n — приращение энтропии пара;

T_0 — абсолютная температура холодного источника;

Δq — приращение теплосодержания воды в рассматриваемом подогревателе;

$\bar{T}_w$ — среднетермодинамическая температура воды в подогревателе;

$\bar{T}_n$ — среднетермодинамическая температура пара в подогревателе;

$\Delta T = \bar{T}_n - \bar{T}_w$.

¹ Изменение температурных напоров во всех подогревателях турбины К-300-240 на 5° С влечет за собой изменение экономичности установки примерно на 0,4—0,5%.

Формула (8-1) показывает, что чем выше температура отбираемого пара и нагреваемой воды, тем меньше потеря возможной работы при одном и том же увеличении температурного напора в подогревателе.

Из выражения (8-1) видна также существенная зависимость эффективности изменения температурного напора от величины приращения теплосодержания воды в рассматриваемом подогревателе (Δq). Чем больше Δq , тем больше потеря возможной работы на каждый градус увеличения температурного напора.

Вопросу технико-экономического обоснования величины оптимального температурного напора в регенеративных подогревателях в отечественной литературе посвящена статья проф. А. И. Андрущенко [Л. 8-3], в которой предложена упрощенная методика расчета оптимальных значений величины недогрева воды до температуры насыщения греющего пара. Из иностранных литературных источников можно отметить работу Ф. Кельпа [Л. 8-14], где также освещаются методические вопросы выбора оптимума величины недогрева. К сожалению, в обеих работах не дается конкретных количественных рекомендаций по определению оптимальных температурных напоров в подогревателях.

Для выявления количественной зависимости расчетных затрат от изменения температурных напоров в данной главе принят метод вариантных расчетов.

Как известно, метод вариантных расчетов в отличие от дифференциального метода определения экстремальных значений позволяет выявить характер изменения функции (в данном случае расчетных затрат) в области оптимума, что необходимо для правильного подхода к вопросам проектирования.

В табл. 8-1, 8-2 и 8-3 приведены результаты расчетов оптимальных температурных напоров в подогревателях низкого и высокого

Таблица 8-1

Оптимальные значения температурных напоров для Подогревателей низкого

Тип турбины	Температура питательной воды $t_{п. в.}^{\circ}C$	Расчетная стоимость топлива c_f^p , руб/т у. т.			
		3,2		10,4	
		Величина подогрева питательной воды Δq , ккал/кг			
		20	40	20	40
К-200-130	66,3	3,0—4,5	2,0—3,0	1,0—2,0	0,5—1,0
	106,2	4,0—5,0	2,0—3,0	1,0—2,0	0,5—1,0
	145,5	4,0—5,5	2,0—3,0	1,0—2,0	0,5—1,0
К-300-240	66,2	4,0—6,0	2,0—3,5	1,5—2,5	0,5—1,0
	106,1	4,5—6,5	2,5—4,0	2,0—3,0	0,5—1,5
	145,4	4,5—6,5	2,5—4,0	2,0—3,0	0,5—1,5

Таблица 8-2

Оптимальные значения недогрева до температуры насыщения для подогревателей высокого давления (с учетом подогрева в парохладителях)

Тип турбины	Температура питательной воды $t_{п. в.}^{\circ}C$	Расчетная стоимость топлива c_T^p , руб/т у. т			
		3,2		10,4	
		Величина подогрева питательной воды Δq , ккал/кг			
		20	40	20	40
К-200-130	216,0	6,0—10,0	4,5—6,0	3,5—4,5	От —0,75 до 0,25
	252,4	6,5—10,5	2,5—3,5	3,7—4,7	От —1,5 до —0,5
	286,3	7,0—11,0	3,0—5,0	3,0—6,0	От —2,5 до —1,5
К-300-240	207,4	5,0—6,0	0,0—2,0	0,0—2,0	От —4,0 до —3,0 *
	244,9	8,0—10,0	5,0—8,0	6,0—8,5	2,0—3,5 **
	280,5	9,5—11,5	6,0—8,0	7,0—9,0	От —0,5 до 0,5
	313,8	10,5—12,5	6,5—8,0	8,0—9,0	0,0—1,0

* Отбор пара на данный подогреватель является первым после промперегрева.

** Отбор пара на данный подогреватель производится из холодной нитки паропровода промперегрева.

Таблица 8-3

Оптимальные значения температурных напоров на выходе из зоны конденсации для подогревателей высокого давления

Тип турбины	Температура питательной воды $t_{п. в.}^{\circ}C$	Расчетная стоимость топлива c_T^p , руб/т у. т			
		3,2		10,4	
		Величина подогрева питательной воды Δq , ккал/кг			
		20	40	20	40
К-200-130	216,0	8,0—12,0	8,5—10,5	5,5—6,5	2,5—3,5
	252,4	10,5—13,5	8,5—9,5	6,5—7,5	3,5—5,5
	286,3	11,5—14,5	10,5—12,0	7,0—10,0	5,0—6,5
К-300-240	207,4	9,5—11,0	8,0—9,5	4,0—6,0	3,0—4,5
	244,9	10,0—11,5	9,0—11,5	8,0—10,5	5,0—6,0
	280,5	12,0—14,0	11,5—13,5	8,5—12,0	5,0—6,5
	313,8	13,0—17,0	13,5—16,5	9,5—12,5	7,0—8,5

давлений для турбоустановок на параметры пара 130 ата, 565/565°С и 240 ата, 580/565°С. При этом для подогревателей высокого давления найдены не только оптимальные значения величины недогрева до температуры насыщения, но и наивыгоднейшие температурные напоры на выходе из собственно подогревателя (во всех исследованных п. в. д. предусмотрена установка встроено-

ных охладителей пара). Именно температурные напоры на выходе из собственно подогревателя (в зоне конденсации) определяют величину поверхности нагрева подогревателей и являются для них характерным расчетным параметром. Это положение тем более правильно, что в большинстве случаев величина недогрева до температуры насыщения для данного п. в. д. в целом (включая пароохладитель) не имеет смысла как напор, определяющий интенсивность теплообмена, из-за байпасирования пароохладителя большей частью подогреваемой воды.

Данные, приведенные в табл. 8-1 и 8-3, показывают, что оптимальные температурные напоры в значительной степени зависят:

от стоимости топлива: уменьшение расчетной стоимости топлива от 10,4 до 3,2 руб/т у. т. влечет за собой увеличение оптимальных температурных напоров от 3 до 7° С для п. в. д. (в зоне конденсации) и от 1,5 до 3° С для п. н. д.;

от давления греющего пара: увеличение давления греющего пара при прочих равных условиях от 20 до 65 атм вызывает увеличение оптимальных значений температурных напоров для п. в. д. в зоне конденсации на 2—5° С; в подогревателях низкого давления влияние этого фактора несущественно, так как абсолютные величины оптимальных температурных напоров в п. н. д. невелики;

от величины подогрева воды в данном подогревателе: увеличение подогрева воды от 20 до 40 ккал/кг приводит к уменьшению оптимальных температурных напоров на 1,5—3° С для п. в. д. (в зоне конденсации) и на 1—2° С для п. н. д.; в данном случае на величину изменения экономичности установки в зависимости от температурных напоров в подогревателях влияют Δq , а также большая абсолютная величина среднего температурного напора (при заданном минимальном напоре) в подогревателе при увеличенном Δq . Оба фактора влияют в сторону уменьшения оптимальных значений температурных напоров в подогревателях.

При технико-экономических расчетах, результаты которых представлены в табл. 8-1, 8-2 и 8-3, мощность установки (брутто) во всех рассматриваемых вариантах принималась постоянной. При этом учитывались изменения следующих факторов:

- а) затрат на топливо;
- б) капиталовложений в топливдобывающую промышленность и транспорт топлива;
- в) стоимости подогревателей;
- г) затрат на амортизацию и текущий ремонт;
- д) гидравлического сопротивления подогревателей и связанных с этим затрат на электрическую энергию и компенсирующую мощность

Ввиду незначительного изменения потоков пара и воды при уменьшении (увеличении) исследуемых температурных напоров изменение стоимости других элементов оборудования станции можно не учитывать.

Для вычисления изменений тепловой экономичности турбоустановок в зависимости от температурных напоров были использованы формулы (6-2) и (6-6):

$$\xi = \frac{\Delta \omega}{\omega_0 + \Delta \omega} (\eta_0 - 1), \quad (8-2)$$

$$\Delta \omega = \frac{\Delta q \left(h - \frac{h_d}{\Delta I_n} \Delta i \right)}{\Delta I - \Delta q} \quad (8-3)$$

Рассматривая добавляемые подогреватели с различными температурными напорами, по формулам (8-2) и (8-3) можно определить влияющие величины температурных напоров на удельный расход тепла. На рис. 8-1 для примера показаны результаты расчетов тепловой экономичности для варианта 240 ата, 580/565° С; $\Delta q = 20$ ккал/кг. Расчеты произведены в предположении постоянства температуры воды на выходе из подогревателя. Переменным в этих условиях предполагалось давление греющего пара.

Возможна и другая постановка вопроса, когда давление греющего пара в подогревателе принимается неизменным, а уменьшение температурного напора приводит к увеличению температуры воды на выходе из рассматриваемого подогревателя и к вытеснению вышележащего отбора. В этих условиях применение формулы (8-3) затруднительно. Однако расчеты показали практическую сходимость результатов изменения экономичности установки в обоих случаях. Возможное расхождение эквивалентно изменению стоимости топлива до 10%, что, согласно данным табл. 8-1 и 8-3, почти не влияет на результаты.

Изменение стоимости подогревателей определялось на основе их теплового расчета.

Стоимость п. в. д. разбивалась на две составляющие — стоимость трубной системы и стоимость корпуса. Изменение стоимости арматуры, защитного устройства, а также затраты на монтаж не учитывались, так как они слабо зависят от величины температурного напора в подогревателях.

Стоимость трубной системы, как показал анализ данных Таганрогского завода «Красный котельщик», можно определить исходя из зависимости

$$K_{тр} \approx 2,1 C_{тр},$$

где $C_{тр}$ — стоимость труб поверхности нагрева, определяемая на основе тепловых расчетов, расчетов на прочность и преискуранта оптовых цен на трубы [Л. 8-4].

Стоимость корпуса п. в. д. определялась по формуле (6-36), учитывающей как изменение давления греющего пара, так и изменение величины поверхности нагрева.

Стоимость подогревателей низкого давления принималась пропорциональной поверхности нагрева.

Удельная стоимость п. в. д. определялась по данным Саратовского завода тяжелого машиностроения. В качестве исходного варианта были приняты подогреватели ПН-400-3 (для К-300-240) и ПН-300-1 (для К-200-130).

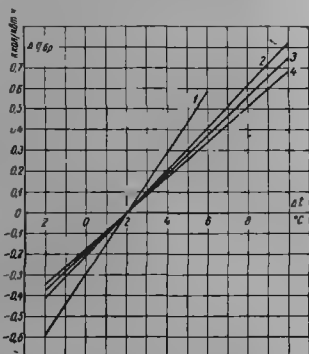


Рис. 8-1 Зависимость изменения удельного расхода тепла от величины недогрева воды в регенеративных подогревателях до температуры насыщения греющего пара.

1 — $t_{п.в.} = 207,44^\circ \text{С}$; 2 — $244,87^\circ \text{С}$;
3 — $280,48^\circ \text{С}$; 4 — $313,8^\circ \text{С}$.

Поскольку изменение расхода пара в зависимости от температурного напора незначительно, то можно пренебречь его влиянием на величину мощности, потребляемой питательным насосом. Поэтому изменение потребляемой мощности будет зависеть только от изменения гидравлического сопротивления данного подогревателя. Гидравлическое сопротивление при сохранении скорости воды постоянной меняется прямо пропорционально длине трубок, которая определяется на основе данных теплового расчета при условии сохранения скорости воды неизменной.

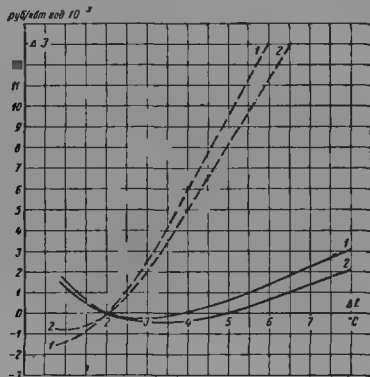


Рис 8-2 Изменение расчетных затрат в зависимости от температурного напора в п. и д. для турбоустановки К-300-240 ($\Delta q = 40$ ккал/кг).

1 — $t_{п.в.} = 66,2^\circ \text{C}$, 2 — $145,4^\circ \text{C}$; — $c_{\text{т}}^D = 3,2$ руб/т у т. — — — 10,4 руб/т у т.

На основе описанной выше методики была найдена зависимость расчетных затрат от изменения температурных напоров, оптимальные значения которых определялись по минимальному расчетным затратам.

На рис. 8-2 и 8-3 в качестве примера показаны графики зависимости расчетных затрат от изменения температурных напоров.

По результатам выполненных расчетов, частично представленных на рис. 8-2 и 8-3, а также в табл. 8-1, 8-2 и 8-3, можно сделать следующие выводы.

1. При проектировании турбоустановок необходимо дифференцированно подходить не только к вопросу выбора рациональных пределов регенеративного подогрева питательной воды (см. шестую главу), но и к выбору оптимальных температурных напоров в регенеративных подогревателях для районов дорогого и дешевого топлива.

2. При создании унифицированных конструкций регенеративных подогревателей необходимо учитывать результаты определения оптимальных температурных напоров в подогревателях, а не исходить из условно принимаемых одинаковых температурных напоров.

3. Принимаемые в настоящее время температурные напоры на выходе из п. н. д. (5°C) являются завышенными для районов

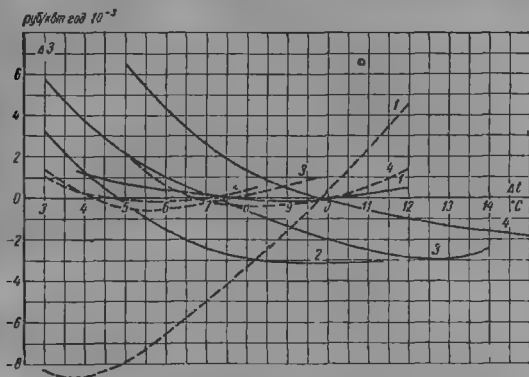


Рис. 8-3. Изменение расчетных затрат в зависимости от температурного напора на выхода из зоны конденсации в п. в. д. для турбоустановки К-300-240 ($\Delta q = 40$ ккал/кг).

1 — $t_{п.в.} = 207,4^{\circ}\text{C}$; 2 — $244,9^{\circ}\text{C}$; 3 — $280,5^{\circ}\text{C}$; 4 — $313,8^{\circ}\text{C}$;

—•— $c_t^p = 3,2$ руб/т у. т. — — — — $10,4$ руб/т у. т.

дорогого топлива в 1,5—2,5 раза, что соответствует перерасходу расчетных затрат на турбоустановку К-300-240 в размере около 12 000 руб/год, а температурные напоры на выходе из зоны конденсации п. в. д. оказываются несколько заниженными для районов дешевого топлива и приблизительно соответствуют оптимальным значениям для районов дорогого топлива.

8-2. Наиболее выгодное распределение интервалов подогрева между регенеративными подогревателями

Большинство опубликованных работ, посвященных вопросам оптимального распределения интервалов подогрева между регенеративными подогревателями, основывается на рассмотрении турбо-

установок без промежуточного перегрева пара. При этом, как показали проведенные исследования, данная задача без особых трудностей может быть решена в общем виде [Л. 8-5—8-11]. В результате ее решения применительно к ряду вариантов тепловых схем были получены следующие выводы.

1. В идеальной регенеративной схеме с каскадным сливом дренажей, охлаждаемых до температуры насыщения греющего пара нижележащего отбора, условие оптимального распределения интервалов подогрева между подогревателями сводится к обеспечению во всех ступенях подогрева равных приростов энтропии питательной воды:

$$\Delta s_1 = \Delta s_2 = \dots = \text{idem.}$$

При использовании охладителей конденсата этот принцип распределения нагрева воды может считаться оптимальным и для реальных схем. Однако в случае отбора на регенерацию перегретого пара данное соотношение является более или менее приближенным.

2. В регенеративной схеме с отдельным отводом дренажей¹ близкий к оптимальному принцип разбивки интервалов нагрева состоит в обеспечении равных приростов температуры питательной воды в каждом подогревателе:

$$\Delta t_1 = \Delta t_2 = \dots = \text{idem.}$$

Для реальных схем с каскадным сливом и дросселированием дренажей после каждого подогревателя условие наивыгоднейшего распределения интервалов подогрева сводится к следующему [Л. 8-8]:

$$\Delta t_1 < \Delta t_2 < \dots < \Delta t_n;$$

$$\Delta s_1 < \Delta s_2 < \dots < \Delta s_n.$$

Для турбоустановок с промежуточным перегревом пара разработка общего метода распределения интервалов подогрева между подогревателями существенно усложняется. Для решения этой задачи в общем виде приходится прибегать к ряду упрощающих допущений, которые, как показывают варьантные расчеты, заметно снижают эффективность предлагаемых способов разбивки ступеней подогрева питательной воды.

Особого рассмотрения в циклах с промежуточным перегревом пара требует подогреватель с давлением отбора, равным давлению промежуточного перегрева. Для обеспечения минимальных потерь работоспособности тепла в системе регенерации величина подогрева воды в этом подогревателе должна приниматься существенно

¹ Имеется в виду подача дренажей из каждого подогревателя с помощью насосов в питательную линию на выходе ее из того же подогревателя (так называемая схема насосной подачи дренажей «после себя»).

большей, чем во всех остальных подогревателях с более низкими давлениями отборов.

С целью определения оптимальной величины подогрева питательной воды в рассматриваемом подогревателе были проведены соответствующие расчеты.

В этих расчетах, выполненных применительно к турбоустановке мощностью 200 Мвт на параметры 220 атм, 600/565° С, были приняты следующие исходные положения.

1) в регенеративной схеме предусмотрен каскадный слив дренажей,

2) распределение интервалов подогрева между подогревателями с давлениями отборов более низкими, чем давление промежуточного перегрева, осуществлено исходя из условия обеспечения равных приростов энтропии питательной воды во всех ступенях подогрева (т. е. из условия $\Delta s = \text{idem}$) в соответствии с рекомендациями, изложенными в [Л. 8-10];

3) прирост энтропии питательной воды в подогревателе с давлением отбора, равным давлению промежуточного перегрева, $\Delta s_{\text{пп}}$ варьировался в пределах от Δs до $2\Delta s$, т. е.

отношение $\frac{\Delta s_{\text{пп}}}{\Delta s}$ колебалось от 1 до 2;

4) температура питательной воды 250° С; число регенеративных подогревателей в тепловой схеме равно 7,8 и 9.

Результаты расчетов отражены на рис. 8-4. Как видно из графиков рис. 8-4, оптимальная величина отношения $\frac{\Delta s_{\text{пп}}}{\Delta s}$ оказывается равной 1,7—1,8. При этом выбор значения $\frac{\Delta s_{\text{пп}}}{\Delta s} = 1,75$ повышает экономичность

турбоустановки относительно варианта схемы с распределением интервалов подогрева воды исходя из условия $\Delta s = \text{idem}$ на 0,10—0,15%. На рис. 8-4 точками указаны результаты, полученные на основе использования методики, изложенной в [Л. 8-10].

Для подогревателя с давлением отбора, превышающим давление промежуточного перегрева пара, если такой отбор единственный, величина подогрева воды является функцией принятых значений давления промежуточного перегрева (которое определяет температуру питательной воды на входе в данный подогреватель) и конечной температуры подогрева воды. Эти параметры выбираются, как известно, с учетом технико-экономических соображений.

Согласно многочисленным исследованиям, с увеличением числа ступеней подогрева в схеме регенерации, что характерно для турбоустановок на высокие и сверхвысокие параметры пара, различия в результатах, обусловленные принятым принципом распределения

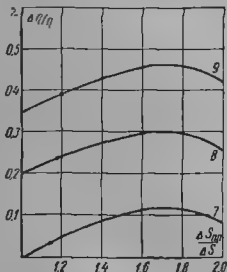


Рис. 8-4. Изменение экономичности турбоустановки в зависимости от относительной величины интервала подогрева питательной воды в регенеративном подогревателе, получающем пар из отбора на промперегрев. Цифры на кривых указывают число ступеней подогрева в системе регенерации.

интервалов подогрева между подогревателями, сглаживаются. В работе [Л. 8-16] отмечается, что в этих случаях отклонения от оптимального принципа распределения интервалов подогрева даже на 10—20% не оказывают заметного влияния на тепловую экономичность турбоустановки.

8-3. Выбор числа ступеней подогрева

При обосновании рационального числа ступеней подогрева воды в системе регенерации следует учитывать влияние изменения числа подогревателей как на тепловую экономичность турбоустановки, так и на ее стоимость. В самом деле, с увеличением числа

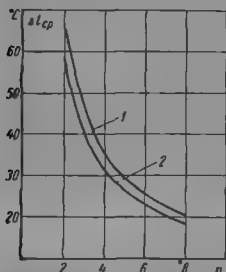


Рис. 8-5. Влияние числа ступеней подогрева в системе регенерации на среднюю разность между температурами греющего пара и обогреваемого конденсата.

1 — $\Delta t_{п.в.} = 270^\circ\text{C}$; 2 — 240°C .

ступеней подогрева уменьшается средняя разность между температурами греющего пара и обогреваемого конденсата, в результате чего снижаются термодинамические потери и, следовательно, возрастает к. п. д. цикла. На рис. 8-5 представлена зависимость указанной средней разности температур от числа ступеней подогрева, построенная для турбоустановки на 130 атм, 565°C . При этом температурный напор на «горячей» стороне подогревателей условно принят постоянным, равным 5°C .

Как видно из графика рис. 5-8, по мере увеличения числа ступеней подогрева питательной воды интенсивность снижения средней разности температур уменьшается. Вследствие этого имеет тенденцию к снижению и относительный выигрыш в к. п. д. цикла.

Вместе с тем добавление в тепловую схему каждого нового подогревателя связано с пропорциональным увеличением единовременных затрат. Следовательно, задача выбора рационального числа ступеней подогрева питательной воды должна решаться на основе технико-экономического анализа.

На рис. 8-6 для иллюстрации влияния температуры питательной воды и числа ступеней подогрева на тепловую экономичность турбоустановки (нетто) представлены результаты расчетов тепловых схем турбин на параметры пара 220 атм, $600/565^\circ\text{C}$ (а) и 300 атм, $650/565/565^\circ\text{C}$ (б). В соответствии с графиками рис. 8-6 в табл. 8-4 приведены данные, характеризующие тепловую эффективность увеличения числа ступеней подогрева в системе регенерации. При этом, однако, не учитывается влияние отборов пара

на внутренний относительный к. п. д. турбины (в связи с нарушением аэродинамики основного потока пара в точках отборов). Вследствие этого цифры, приведенные в табл. 8-4, следует считать несколько завышенными.

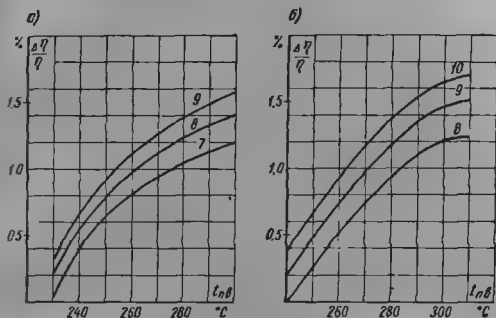


Рис. 8-6 Влияние температуры питательной воды и числа ступеней регенеративного подогрева на тепловую экономичность турбоустановки (нетто).

Цифры на кривых указывают число ступеней подогрева.

Для определения оптимального числа ступеней подогрева применительно к обоим рассмотренным вариантам турбоустановок были выполнены соответствующие технико-экономические расчеты.

Таблица 8-4

Влияние числа ступеней подогрева в системе регенерации на тепловую экономичность турбоустановки

Увеличение числа ступеней подогрева	Снижение удельного расхода тепла (нетто) в процентах по турбоустановкам	
	К-200-220 (220 атм, 600/565° С)	К-300-300 (300 атм, 650/565/565° С)
От 7 до 8	0,15—0,18	—
» 8 » 9	0,10—0,15	0,20—0,24
» 9 » 10	—	0,15—0,20

При определении стоимости регенеративных подогревателей приняты следующие исходные положения:

1) расчет основан на данных Прейскуранта 1955 г. на турбины и вспомогательное оборудование;

2) температурный напор на «горячей» стороне подогревателя (т. е. разность между температурой насыщения греющего пара и температурой питательной воды на выходе из конденсационной части подогревателя) условно равен во всех случаях 5°C ;

3) количество подогревателей высокого и низкого давления в тепловой схеме определено из условия выбора температуры воды на входе в питательный насос на уровне $150\text{--}170^{\circ}\text{C}$.

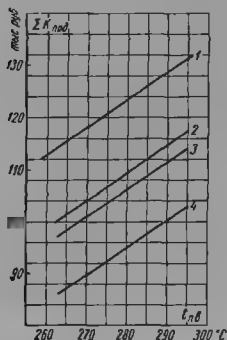


Рис. 8-7. Влияние температуры питательной воды и числа регенеративных подогревателей в схеме на суммарную стоимость подогревателей.

1 — 5 п. в. д. + 5 п. н. д.; 2 — 4 п. в. д. + 5 п. н. д.; 3 — 4 п. в. д. + 4 п. н. д.; 4 — 3 п. в. д. + 5 п. н. д.

Стоимость подогревателей для турбоустановок К-200-220 и К-300-300 определена путем соответствующего пересчета стоимости подогревателя типа ПВСС-350

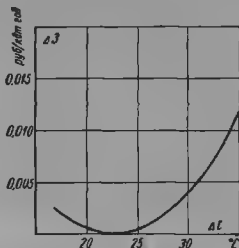


Рис. 8-8. Изменение расчетных затрат на турбоустановку в зависимости от среднего интервала подогрева в подогревателях высокого давления.

График построен применительно к турбоустановке на 300 атм , $650/565/565^{\circ}\text{C}$; $t_{\text{п.в}} = 265$ и 300°C .

№ 5. В качестве примера на рис. 8-7 показаны результаты расчетов по определению суммарной стоимости подогревателей для турбины К-300-300 в зависимости от конечной температуры и чисел ступеней подогрева питательной воды.

Из графиков рис. 8-7 видно, что при увеличении числа ступеней подогрева суммарная стоимость подогревателей $\Sigma K_{\text{под}}$ заметно возрастает как с повышением температуры питательной воды, так и при постоянной величине ее. Последнее объясняется увеличением суммарной поверхности нагрева подогревателей вследствие уменьшения средних разностей температур в процессе теплообмена.

Согласно выполненным технико-экономическим расчетам, оптимальная величина нагрева питательной воды в подогревателях высокого давления $\Delta t_{\text{опт}}$ составляет в среднем $23\text{--}25^{\circ}\text{C}$. На рис. 8-8

представлены результаты расчетов по определению величины $\Delta t_{\text{опт}}$ применительно к турбоустановке К-300-300.

Подогреватели низкого давления характеризуются существенно более низкой стоимостью и установка их, как правило, окупается в достаточно короткие сроки. Поэтому рациональное их число в тепловой схеме должно выбираться в значительной степени на основе конструктивных и компоновочных соображений.

Таким образом, с учетом указанных оптимальных интервалов подогрева наимыгоднейшее число подогревателей в тепловой схеме определяется в основном уровнем расчетной температуры питательной воды.

8-4. Схемы использования теплоты перегрева пара, отбираемого на регенерацию

В последние годы в связи с проектированием турбоустановок с однократным и двукратным промежуточным перегревом пара резко повысился интерес к проблеме использования в регенеративном цикле теплоты перегрева отбираемого из турбины пара. Это обусловлено тем, что в установках с промежуточным перегревом температура перегретого пара в некоторых регенеративных отборах во многих случаях превышает соответствующую температуру насыщения на 150—250°С.

Как известно, в практике отечественного паротурбостроения конечная разность температур на «горячей» стороне подогревателя (т. е. разность между температурой насыщения греющего пара и температурой питательной воды на выходе из подогревателя) обычно принимается равной 5°С. Для подогревателей высокого давления, в которые направляется пар с высокой степенью перегрева, соответствующая разность температур принимается меньше 5°С и в отдельных случаях равной 0°С. Такое снижение конечной разности температур достигается благодаря подогреву питательной воды, выходящей из конденсационной части подогревателя, в специальном пароохладительном отсеке за счет использования теплоты перегрева отбираемого пара.

Использование теплоты перегрева пара в системе регенерации позволяет осуществить подогрев питательной воды до заданной температуры за счет теплоты пара, имеющего меньшее давление отбора, т. е. меньшую работоспособность, чем при применении обычных подогревателей конденсационного типа.¹

В результате может быть получена дополнительная выработка электроэнергии на базе того же отпуска тепла в систему регенерации.

Различаются две принципиальные схемы утилизации теплоты перегрева отбираемого пара.

¹ При этом предполагается равенство в обоих случаях температурных напоров в конденсационной части подогревателя.

1. Теплота перегрева используется в каждом подогревателе, питаемом перегретым паром. При этом температура питательной воды на выходе из подогревателя, при выбранной оптимальной разности температур Δt_n в конденсационной части подогревателя, определяется из уравнения теплового баланса пароохладителя.

2. Теплота перегрева пара используется в специальных теплообменниках, играющих роль последнего подогревателя (по ходу питательной воды). В эти теплообменники направляются все потоки пара регенеративных отборов с высокой степенью перегрева (рис. 8-9). В результате снижается температура пара, на

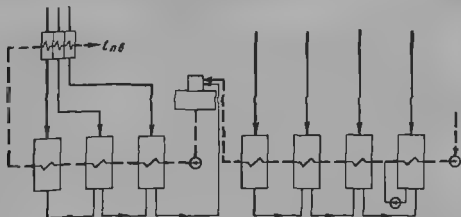


Рис. 8-9. Схема использования теплоты перегрева пара регенеративных отборов в групповом пароохладителе (схема Рикара).

правляемого в регенеративные подогреватели, и, следовательно, уменьшаются разности температур греющего пара и обогреваемого конденсата в соответствующих ступенях подогрева. Таким образом, эта схема имеет определенные термодинамические преимущества по сравнению с обычными регенеративными схемами. Она практически реализована на ряде электростанций Франции и ФРГ (см. § 8-5).

Для определения тепловой эффективности обеих схем использования теплоты перегрева пара регенеративных отборов в ЦКТИ были проведены соответствующие расчеты применительно к турбоустановке типа К-300-300 (на параметры пара 300 атм, 650/565/565°С).

В расчетах приняты следующие исходные данные:

1. Давление первого и второго промежуточных перегревов пара соответственно 60 и 16 атм.

2. Конечная температура подогрева питательной воды $t_{п.в} = 300^\circ\text{С}$ (во второй схеме благодаря использованию теплоты перегрева отбираемого пара оказалось возможным вытеснить верхний регенеративный отбор).

3. Число регенеративных подогревателей в тепловой схеме 10.

4. Разность между теплосодержанием перегретого пара на выходе из пароохладителя и соответствующим теплосодержанием насыщенного пара 10 ккал/кг.

Как показали расчеты, в первой схеме обеспечивается снижение удельного расхода тепла по турбоустановке примерно на 0,15% относительно рассмотренного исходного цикла, в котором конечная разность температур во всех подогревателях принята равной 5°С. Вторая схема (называемая иногда схемой Рикара) повышает тепловую экономичность турбоустановки относительно рассмотренного исходного цикла приблизительно на 0,45%. Полученные результаты достаточно хорошо согласуются с соответствующими данными, приводимыми в отечественной и зарубежной литературе (см. § 8-5).

Вполне очевидно, что окончательные выводы о целесообразности практического осуществления второй схемы могут быть сделаны лишь после конструктивной разработки подогревателя перегретого пара и с учетом результатов технико-экономических расчетов применительно к каждому конкретному типу турбоустановки.

8-5. Некоторые особенности тепловых схем мощных зарубежных турбоустановок

а) Температура регенеративного подогрева питательной воды и число ступеней подогрева

Наиболее высоким уровнем температур регенеративного подогрева питательной воды характеризуются турбоустановки ФРГ. Так, например, для турбоустановки станции Хюльс мощностью 85 Мвт на 300 атм, 600/565/565°С в результате технико-экономического сопоставления большого числа вариантов принята температура подогрева питательной воды 337°С; при этом в тепловой схеме предусматривается девять регенеративных подогревателей. В схеме запроектированной турбоустановки на 300 атм, 620/600/600°С предполагается восьмиступенчатая регенеративная схема с конечной температурой питательной воды 317°С. При более низких параметрах пара, например при 180 атм, 520-530°С, температура подогрева питательной воды принимается на уровне 265—280°С. В частности, установка фирмы АЭГ мощностью 100 Мвт имеет $t_{п.в} = 279^\circ\text{С}$ при числе подогревателей $n = 8$; турбоустановка мощностью 100 Мвт станции Гельзенкирхен — $t_{п.в} = 267^\circ\text{С}$ при $n = 8$ и т. д.

У турбоустановок США уровень расчетных температур питательной воды, а также число ступеней подогрева в среднем несколько ниже, чем в ФРГ, даже при сопоставимых начальных параметрах пара. Для американских турбоустановок обычно принимаются следующие значения $t_{п.в}$ и n :

Начальные параметры пара	Температура питательной воды	Число ступеней подогрева
100—127 атм, 538—566°С	230—240°С	5—6
141—170 атм, 538—593°С	240—260 »	6—7
247 атм и выше, 566—650°С	280—300 »	7—9

Для наиболее экономичной в США турбоустановки Эддистон № 1 мощностью 325 Мет на параметры пара 350 ата, 650/566/566°С приняты $t_{п.в} = 293^{\circ}\text{С}$ и $n = 9$. В схеме турбоустановки Брид № 1 номинальной мощностью 450 Мет на 247 ата, 566/566/566°С $t_{п.в} = 286^{\circ}\text{С}$ и $n = 9$.

Мощные агрегаты Англии в отличие от турбоустановок ФРГ и США имеют стандартные значения температуры питательной воды и числа ступеней подогрева. Это является следствием применения в Англии стандартной шкалы единичных мощностей и начальных параметров пара для крупных турбоустановок. В табл. 8-5 приведены основные данные, характеризующие параметры тепловых схем английских турбоустановок.

Таблица 8-5

Характеристики мощных турбоустановок Англии

Характеристики	Единичная мощность, Мет					
	100	120	200	275	500	550
Начальное давление пара, ата . . .	105	105	165	162	162	162
Начальная температура пара, °С . . .	566	538	566	566	566	566
Температура промежуточного перегрева, °С	—	538	538	566	566	566
Температура питательной воды, °С . . .	210	224	238	252	252	252
Число подогревателей в схеме	6	6	6	7	7	7

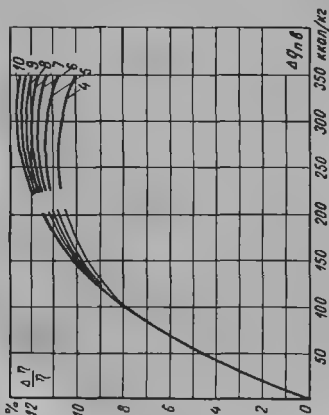
Для английских турбоустановок на сверхкритические параметры пара (мощностью 375 Мет каждая, на 247 ата, 593/566°С) температура питательной воды выбрана на уровне $263 \pm 3^{\circ}\text{С}$; регенеративная схема принята восьмиступенчатой. Как видно из данных табл. 8-5, английские турбоустановки в сопоставимых условиях характеризуются более низкими значениями $t_{п.в}$, чем турбоагрегаты США и ФРГ.

По схемам турбоагрегатов, изготавливаемых швейцарскими, французскими и другими фирмами, имеются весьма ограниченные данные, анализ которых поэтому затруднен.

На рис. 8-10 приведены заимствованные из немецкой литературы графики, характеризующие влияние повышения температур питательной воды и числа ступеней подогрева на тепловую экономичность турбоустановки [Л. 8-15].

Большой практический интерес представляет оценка влияния на тепловую экономичность турбоустановки исключения из работы отдельных подогревателей (например, в период ревизии, вследствие неисправности и т. д.). Примерные данные, иллюстрирующие изменение экономичности некоторых конкретных вариантов турбоустановок на начальное давление пара 89—141 ата

а)



б)

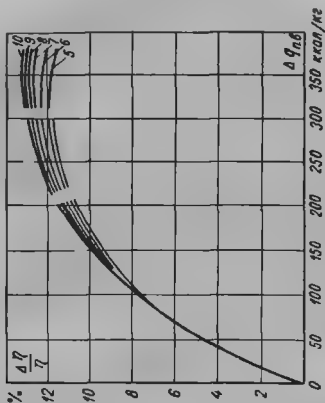


Рис. 8-10. Изменение тепловой экономичности турбоустановки в зависимости от величины регенеративного подогрева питательной воды: а — для $N_0 = 135 + 150 \text{ Мвт}$, на 180 атм , $555/555^\circ \text{C}$; $p_k = 0,025 \text{ атм}$; б — для $N_0 = 135 + 150 \text{ Мвт}$, на 300 атм , $605/555/555^\circ \text{C}$; $p_k = 0,025 \text{ атм}$.

Примечания: 1. $\Delta q_{п.в}$ — суммарное повышение теплодержания питательной воды в регенеративных подогревателях. 2. Цифры на кривых указывают число ступеней подогрева.

в связи с выключением из работы тех или иных подогревателей, приведены в табл. 8-6. Эти данные соответствуют номинальной нагрузке агрегата.

Таблица 8-6

Изменение тепловой экономичности турбоустановки при выключении из работы отдельных регенеративных подогревателей [Л. 8-13]

Характеристики установки	Цикл с промежуточным перегревом пара			Цикл без промежуточного перегрева пара
Начальное давление пара, <i>атм</i>	141	127	103	89
Конечная температура питательной воды, °С	243	232	221	216
Число ступеней подогрева	7	6	5	5
в том числе подогревателей высокого давления	2	2	2	2
Снижение экономичности турбоустановки (в процентах) при выключении из работы:				
подогревателя наименьшего давления	0,4	0,5	0,7	0,7
двух подогревателей наименьшего давления	1,3	1,4	1,8	2,1
всех подогревателей низкого давления	3,1	2,5	1,8	2,1
подогревателя наибольшего давления	1,0	1,2	1,3	1,5
обоих подогревателей высокого давления	2,0	2,4	2,7	3,6
всех регенеративных подогревателей	14,4	13,8	12,8	16,2
Увеличение мощности турбины при выключении из работы подогревателя наибольшего давления, %	6,5	6,0	5,9	4,0

б) Распределение интервалов подогрева между регенеративными подогревателями

По этому вопросу имеются данные лишь из практики американского паротурбостроения.

В турбоустановках без промежуточного перегрева пара признано целесообразным обеспечивать более или менее равные приросты теплосодержания питательной воды во всех регенеративных подогревателях (в той мере, насколько это допускается конструкцией турбины). Как отмечается в литературе, при такой организации регенеративного цикла не только достигается максимальная эффективность использования подогревателей, но и облегчаются условия их унификации.

В турбоустановках с однократным промежуточным перегревом пара оптимальное распределение интервалов подогрева между

подогревателями сводится к обеспечению в подогревателе с давленным отбора, равным давлению промежуточного перегрева пара, прироста теплосодержания питательной воды, примерно в 1,8 большего, чем во всех остальных подогревателях с более низкими давлениями отборов. Для этих подогревателей приросты теплосодержания питательной воды рекомендуется принимать более или менее одинаковыми. Если в схеме турбоустановки

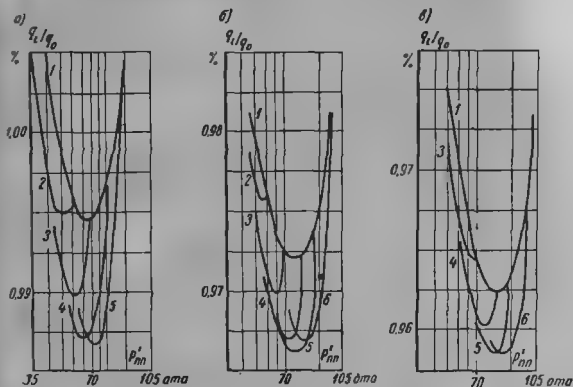


Рис. 8-11. Относительное изменение тепловой экономичности турбоустановок с двукратным промежуточным перегревом пара в зависимости от температуры питательной воды к давлению в начале первого промежуточного перегрева пара: а — при $p_0 = 170$ атм; б — 247 атм; в — 317 атм.

1 — температура питательной воды $t_{п.в.}$ обеспечиваемая при условии совмещения верхнего регенеративного отбора пара с давлением первого промежуточного перегрева; 2 — $t_{п.в.} = 274^\circ \text{C}$; 3 — 287°C ; 4 — 301°C ; 5 — 316°C ; 6 — 330°C .

Примечания: 1. Графики построены применительно к турбоустановке мощностью 400 Мвт на температуру пара 566/566/566°С; турбоустановка двухвальная на 3600/3600 об/мин, с шестипоточной конструкцией ч. н. д.; длина лопаток последней ступени 660 мм; $p_k = 0,052$ атм. 2. Давление в конце второго промежуточного перегрева пара во всех случаях принято равным 21 атм.

с однократным промежуточным перегревом пара имеется подогреватель с давленным отбором, превышающим давлении промежуточного перегрева, то повышенное теплосодержание питательной воды в нем принимается в пределах 28—55 ккал/кг [Л. 8-13].

В турбоустановках с двукратным промежуточным перегревом пара отборы на регенерацию обычно предусматриваются как из линий обоих промежуточных перегревов, так и из некоторой точки между ними. При этом распределение тепловых нагрузок между подогревателем, питаемым паром из линии второго про-

межуточного перегрева, и всеми остальными подогревателями с более низкими давлениями отборов осуществляется по аналогии со схемой, оптимальной для турбоустановок с однократным промежуточным перегревом пара. Вместе с тем приросты теплосодержания питательной воды в подогревателе, питаемом паром из линии первого промежуточного перегрева, и в промежуточном подогревателе должны составлять соответственно примерно $\frac{2}{3}$ и $\frac{1}{8}$ величины повышения теплосодержания воды в подогревателе с давлением второго промежуточного перегрева. Если в схеме турбоустановки рассматриваемого типа предусматривается подогреватель с давлением отбора, превышающим давление первого промежуточного перегрева пара, то величину прироста теплосодержания питательной воды в таком подогревателе рекомендуется принимать с учетом зависимостей, представленных на рис. 8-11.

При распределении интервалов подгрева между подогревателями особого рассмотрения заслуживает подогреватель наименьшего давления, т. е. первый подогреватель по ходу питательной воды. Для обеспечения работы данного подогревателя при сниженных нагрузках турбоустановки, а также с целью сокращения габаритов отборного патрубка прирост теплосодержания питательной воды в этом подогревателе обычно принимают большим, чем во всех остальных подогревателях низкого давления.

В реальных условиях вследствие конечного числа ступеней турбины практически невозможно осуществить идеальное распределение тепловых нагрузок между подогревателями. Вместе с тем, как отмечается в американской литературе, отклонения от оптимального распределения даже на 10—20% не оказывают заметного влияния на тепловую экономичность турбоустановки [Л. 8-13].

в) Принимаемые конечные разности температур в регенеративных подогревателях

Для американских турбоустановок с промежуточным перегревом пара обычно принимаются следующие значения конечных разностей температур в регенеративных подогревателях:

1) разность между температурой насыщения греющего пара и температурой питательной воды на выходе из поверхностного подогревателя Δt_n : от — 1,7 до 0° С — в подогревателях высокого давления; 2,8° С — в подогревателях низкого давления;

2) разность между температурой конденсата греющего пара и температурой питательной воды на входе в подогреватель $\Delta t_n = 2,8 \div 8,3^\circ \text{С}$ (чаще всего 5,6° С) [Л. 8-12; 8-13].

В схемах турбоустановок ФРГ Δt_n выбирают в пределах 1,5 — 3,5° С; в схемах французских турбоагрегатов 2,5° С. Вместе с тем величина Δt_n в турбоустановках ФРГ и Франции обычно принимается на уровне 5—10° С [Л. 8-12].

Изменение
экономич-
ности от-
носительно
схемы
рис. 8-12,
%

Отказ от охладителя дре-
нажа в подогревателе
№ 5 -0,055

Изменение температурной
разности на «холодной»
стороне подогревателя
№ 2 (Δt_n) от 5,5 до 2,8°C +0,008

Замена подогревателя наи-
низшего давления с дре-
нажным насосом подог-
ревателем с охладите-
лем дренажа (с темпера-
турной разностью Δt_n =
= 5,5°C) -0,016

Отказ от охладителей дре-
нажа во всех подогрева-
телях и слив конденса-
та греющего пара из подог-
ревателя № 6 в кон-
денсатор -0,32

Замена смешивающего подог-
ревателя № 3 поверх-
ностным подогревателем. Отказ от дренаж-
ного насоса в подогре-
вателе наимизшего да-
вления. Отказ от охлади-
телей дренажа во всех
подогревателях. Слив
дренажей из подогрева-
телей — каскадный . . -0,78

То же. Слив дренажей из
всех подогревателей —
непосредственно в кон-
денсатор -2,6

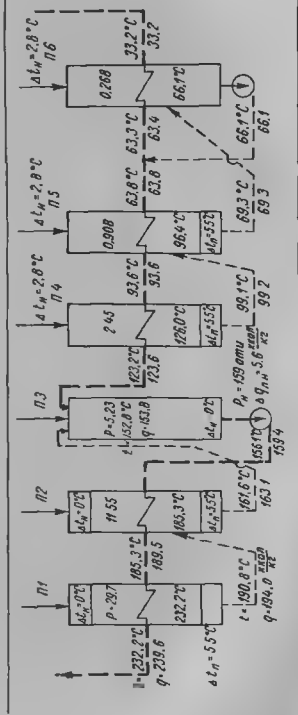
Изменение температурной
разности на «горячей»
стороне подогревателя
№ 2 (Δt_n) от 0 до 1,6°C -0,032

Изменение конечной раз-
ности Δt_n в подогревате-
ле № 5 от 2,8 до 1,6°C +0,020

Изменение температурной
разности Δt_n в подогре-
вателях № 4, 5 и 6 от
2,8 до 1,6°C +0,053

Для иллюстрации влия-
ния на тепловую экономич-
ность турбоустановки изме-
нения указанных конечных

Рис. 8-12. Исходная
тепловая схема для
оценки влияния из-
менений отдельных
ее параметров на
экономичность тур-
боустановки.



разностей температур, а также схемы слива дренажей из подогревателей ниже даны результаты исследований, проведенных американской фирмой Дженерал Электрик [Л. 8-13].

г) Использование теплоты перегрева пара, отбираемого на регенерацию

В регенеративных подогревателях мощных зарубежных турбоустановок, как правило, предусматриваются специальные парохладительные отсеки с целью использования теплоты перегрева отбираемого из турбины пара для повышения температуры подогрева питательной воды. Такое мероприятие позволяет получить во многих случаях нулевую или даже отрицательную разность между температурой насыщения греющего пара и температурой питательной воды на выходе из подогревателей высокого давления. В литературе указывается, что использование теплоты перегрева в подогревателях высокого давления повышает тепловую экономичность турбоустановки на 0,10—0,15%.

В некоторых мощных французских и немецких турбоустановках в последнее время применена схема Рикара (см. рис. 8-9). Сущность этой схемы сводится к подогреву питательной воды в последнем по ходу воды подогревателе исключительно за счет теплоты перегрева потоков греющего пара. При этом достигается существенное повышение конечной температуры питательной воды против уровня, обеспечиваемого верхним регенеративным отбором, что, согласно данным французских источников, приводит к снижению удельного расхода тепла по турбоустановке на 0,3—0,4%. Для установки на 300 атм, 620/600/600°С, как показали расчеты, использование теплоты пара по схеме Рикара позволяет повысить тепловую экономичность на 0,52% [Л. 8-15].

Однако такое мероприятие связано с усложнением тепловой схемы установки, поэтому оно не находит широкого распространения. К настоящему времени схема Рикара реализована лишь на нескольких станциях Франции (Крейль, Поршвилль и др.) и ФРГ (Хюльс, Гельзенкирхен и др.).

д) Использование в схеме турбоустановки теплоты внешних источников

В схемах большинства мощных турбоустановок обычно предусматривается возможность использования теплоты внешних источников для подогрева питательной воды. При этом имеется в виду теплота масло- и газоохладителей, пара, отработавшего в пароструйных эжекторах, а также дренажей системы отопления электростанций. За счет использования теплоты масло- и газоохладителей удельный расход тепла по турбоустановке может быть снижен примерно на 0,1%.

В ряде случаев в схемах мощных американских турбоустановок предусматривается включение в регенеративный цикл так называемых экономайзеров низкого давления с целью утилизации

тепла уходящих из котла газов. При этом температура уходящих газов в отдельных случаях снижается до 94°C , что заметно повышает тепловую экономичность блока. Так, за счет использования тепла уходящих газов экономичность блока № 1 станции Эддистон была повышена на 1,2% [Л. 8-12].

е) Применение деаэраторов в тепловых схемах

Обычно в схемах крупнейших зарубежных турбоустановок предусматривается применение деаэраторов на давление 6—11 *ата*. Вместе с тем ряд мощных американских турбоустановок, намеренных к вводу в ближайшие годы, выполняется по бездеаэраторной схеме. Деаэрация питательной воды в этих установках осуществляется в конденсаторе. Однако таких установок сравнительно еще мало. Согласно статистическим данным, в США из числа крупных установок, намеченных к вводу в 1959—1962 гг., лишь 14% (по мощности) было изготовлено без деаэраторов, причем ни для одной из установок на сверхкритические параметры пара бездеаэраторная схема не предусматривалась [Л. 8-12].

Таким образом, проблема осуществления бездеаэраторной схемы, по-видимому, еще не является достаточно решенной.

ж) Потери конденсата в схеме электростанции

Для мощных зарубежных турбоустановок характерны незначительные потери конденсата в тепловых схемах. Так, в американских установках, которые обычно рассчитываются на 3%-ную добавку питательной воды, потери конденсата фактически оказываются значительно ниже и в отдельных случаях составляют не более 0,3% (например, станция Потомак).

На электростанции Эддистон, например, с целью снижения потерь конденсата в основном рабочем процессе все потребности станции в паре на собственные нужды (для обдувочных аппаратов, отопления и т. п.) обеспечиваются специально установленными котлами на давление 35 *ата* [Л. 8-16]. В турбоустановках европейских государств потери конденсата также весьма незначительны. В частности, на ряде станций ФРГ они не превышают 0,3—0,5%.

Согласно американским данным, каждый процент добавки в цикл турбоустановки химически очищенной воды вызывает повышение удельного расхода тепла на 0,15—0,20%. В схемах с использованием испарителей каждый процент добавки воды увеличивает удельный расход тепла по турбоустановке на 0,28—0,35% [Л. 8-13].

з) Некоторые результаты исследований фирмы Джeneral Электрик [Л. 8-13]

1. Влияние на тепловую экономичность цикла температурной разности на «горячей» стороне подогревателя и схемы слива дренажей из подогревателей. Как показали исследования, относительный перерасход тепла $\Delta q/q$ в произвольной схеме по сравнению с аналогичной схемой с «идеальным» подогревателем (т. е.

подогревателем, в котором конечные разности температур Δt_n и Δt_p равны нулю) в общем виде определяется следующим выражением:

$$\frac{\Delta q}{q} = \left(\frac{\Delta q}{q} \right)_n + \left(\frac{\Delta q}{q} \right)_{др} + \left(\frac{\Delta q}{q} \right)_{в. п} [\%],$$

где $\left(\frac{\Delta q}{q} \right)_n$ — потеря, обусловленная недогревом питательной воды в подогревателе (по сравнению с температурой насыщения греющего пара);

$\left(\frac{\Delta q}{q} \right)_{др}$ — потеря вследствие слива дренажа из подогревателя;

$\left(\frac{\Delta q}{q} \right)_{в. п}$ — потеря, связанная с изменением выходной скорости пара в турбине (учитывается лишь при рассмотрении подогревателя наименьшего давления, дренаж из которого сливается в конденсатор).

В более развернутом виде это выражение записывается таким образом:

$$\frac{\Delta q}{q} = \frac{K \Delta t_n C_a}{860N} + \left\{ \begin{array}{l} G_{др} \left(\frac{q_{др} - q'_{п. в}}{i_{a1} - q_{др}} \right) \frac{(i_{a1} - i_{a2}) 100}{860N} \\ \text{или} \\ G_{др} \left[\frac{16,5 (q_{др} - q'_{п. в})}{N q_{6p}} \right] \end{array} \right\} + \frac{(G_{к1} \Delta h_{в1} - G_{к2} \Delta h_{в2}) 100}{860N} [\%],$$

где

K — коэффициент, зависящий от параметров отбираемого пара: $K = 135$, если давление отбираемого пара ниже давления промежуточного перегрева (в турбоустановках с промежуточным перегревом пара); $K = 105$, если отборы осуществляются из турбины без промежуточного перегрева пара; $K = 120$, если давление отбираемого пара равно давлению промежуточного перегрева или превышает его; величина K может быть принята лишь ориентировочно, поскольку в общем она зависит от соотношения оптимальных значений давления промежуточного перегрева и температуры подогрева питательной воды;

Δt_n — разность между температурой насыщения греющего пара и температурой питательной воды на выходе из рассматриваемого подогревателя, °C;

G_a — отбор пара в рассматриваемый подогреватель, кг/ч;
 N — мощность турбоустановки, кВт;

$G_{др}$ — количество дренажа, сливаемого из рассматриваемого подогревателя, кг/ч;

$q_{др}$ — теплосодержание сливаемого дренажа, ккал/кг;

* Применительно к подогревателям с давлениями отборов, отличными от давления промежуточного перегрева.

** Применительно к подогревателю с давлением отбора, равным давлению промежуточного перегрева пара.

$q_{п.в}$ — теплосодержание питательной воды на выходе из подогревателя, в который сливается дренаж, ккал/кг (применительно к подогревателям с дренажными насосами $q_{п.в}$ — теплосодержание питательной воды на входе в подогреватель, из которого сливается дренаж);

i_{a1} — теплосодержание греющего пара, поступающего в рассматриваемый подогреватель, ккал/кг;

i_{a2} — теплосодержание греющего пара, поступающего в подогреватель, в который сливается дренаж, ккал/кг (если рассматривается подогреватель наименьшего давления со сливом дренажа в конденсатор, то i_{a2} — теплосодержание пара в конечной точке процесса расширения; применительно к подогревателям, снабженным дренажными насосами, i_{a2} — теплосодержание греющего пара, направляемого в предшествующий по ходу воды подогреватель);

$q_{бр}$ — удельный расход тепла (брутто) по турбоустановке, ккал/квт·ч;

$G_{к1}$ — расход пара в конденсатор при исходном режиме, кг/ч;

$G_{к2} = G_{к1} + \Delta G_1$ — расход пара в конденсатор при использовании «идеального» подогревателя наименьшего давления, кг/ч;

$\Delta G_1 = G_{др} \frac{q_{др} - q'_{п.в}}{i_{a1} - q_{др}}$ — увеличение расхода греющего пара в рассматриваемый подогреватель относительно варианта использования «идеального» подогревателя, кг/ч;

$\Delta h_{в1}$ и $\Delta h_{в2}$ — значения выходной потери при расходах пара в конденсатор соответственно $G_{к1}$ и $G_{к2}$, ккал/кг.

Сопоставление на основе приведенного выражения каких-либо двух вариантов реальных схем сводится к использованию этого выражения для определения $\Delta q/q$ применительно к каждому из вариантов и к сравнению полученных результатов.

2. Влияние на экономичность турбоустановки использования в ее тепловой схеме тепла внешних источников.

Внешними источниками тепла в схемах паротурбинных установок, как уже отмечалось, обычно являются газо- и маслоохладители, пар, отработавший в эжекторах, и дренажи системы отопления электростанций. Увеличение теплосодержания конденсата в питательном насосе также можно рассматривать как результат подвода энергии от внешнего источника.

Использование в регенеративной схеме тепла внешних источников позволяет снизить расход отбираемого из турбины пара на те элементы схемы, куда это тепло подводится. Достижимый при этом выигрыш в экономичности определяется прежде всего величиной полезной работы, которую может совершить замещаемый в системе регенерации пар, т. е. теплосодержанием греющего пара, направляемого в ближайший по ходу питательной воды подогреватель. При определении суммарного эффекта, связанного с использованием в цикле тепла внешних источников, обычно учитывается некоторое увеличение выходной потери вследствие возрастания расхода пара в конденсатор.

Количественное влияние использования тепла внешних источников на экономичность турбоустановки достаточно точно может быть выявлено с помощью приведенных ниже выражений. При этом различаются три возможных случая.

С л у ч а й 1. Теплота внешнего источника подводится в точке расположения регенеративного подогревателя или несколько ниже этой точки (в направлении

движения пара в турбине), причем давление пара, отбираемого на данный подогреватель, ниже давления промежуточного перегрева:

$$\frac{\Delta\eta}{\eta} = \frac{\Delta G_a (i_a - i_{\text{кон}}) - G_{k1} \Delta h_{v1} + G_{k2} \Delta h_{v2}}{860N} 100 [\%]. \quad (8-4)$$

С л у ч а й 2. Теплота внешнего источника подводится в точке расположения регенеративного подогревателя или несколько ниже этой точки (в направлении движения пара в турбине); при этом давление пара, отбираемого на данный подогреватель, либо совпадает с давлением промежуточного перегрева, либо превышает его:

$$\frac{\Delta\eta}{\eta} = \frac{\Delta G_a (i_a - i_{\text{ч. в. д.}} + i_{\text{пп}} - i_{\text{кон}}) - G_{k1} \Delta h_{v1} + G_{k2} \Delta h_{v2}}{860N} 100 [\%]. \quad (8-5)$$

С л у ч а й 3. Теплота внешнего источника подводится в точке, расположенной по ходу питательной воды выше подогревателя наивысшего давления:

$$\frac{\Delta\eta}{\eta} = \frac{100Q_p}{Ng_{\text{бр}}} 100 [\%]. \quad (8-6)$$

В приведенных формулах приняты следующие обозначения:

$\frac{\Delta\eta}{\eta}$ — относительное повышение экономичности турбоустановки, %;

$\Delta G_a = \frac{Q_p}{i_a - q_k}$ — эквивалентное уменьшение расхода пара на подогре-

ватель, расположенный в точке подвода тепла от внешнего источника или непосредственно выше этой точки (по ходу питательной воды), кг/ч. (Подстановка в данное выражение значения теплосодержания питательной воды на выходе из конденсатора q_k вместо теплосодержания конденсата греющего пара на выходе из рассматриваемого подогревателя примерно компенсирует эффект изменения расходов пара на последующие подогреватели);

Q_p — теплота, подведенная от внешнего источника, ккал/ч;

i_a — теплосодержание пара, отбираемого на подогреватель, расположенный в точке подвода тепла от внешнего источника или непосредственно выше этой точки (по ходу питательной воды), ккал/кг;

q_k — теплосодержание конденсата на выходе из конденсатора, ккал/кг;

G_{k1} — расход пара в конденсатор при исходном режиме, кг/ч;

$G_{k2} = G_{k1} + \Delta G_a$ — расход пара в конденсатор при условии подвода к схеме установки теплоты от внешнего источника, кг/ч;

Δh_{v1} — выходная потеря, соответствующая расходу пара в конденсатор G_{k1} , ккал/кг;

Δh_{v2} — выходная потеря, соответствующая расходу пара в конденсатор G_{k2} , ккал/кг;

$i_{\text{ч. в. д.}}$ — теплосодержание пара на выходе из ч. в. д. турбины, ккал/кг;

$i_{\text{пп}}$ — теплосодержание пара перед отсечными клапанами ч. с. д. турбины, ккал/кг;

$i_{\text{кон}}$ — конечное теплосодержание отработавшего пара, ккал/кг.

Приведенные уравнения могут быть использованы не только применительно к рассмотренным простым схемам утилизации теплоты внешних источников,

но и для определения эффекта, связанного с другими изменениями в тепловой схеме. В частности, на основе этих уравнений можно выявить влияние на тепловую экономичность турбоустановки изменения места включения питательного насоса. При этом теплота подогрева воды в насосе рассматривается как энергия внешнего источника. Изменение экономичности турбоустановки в зависимости от места включения питательного насоса определяется как разность соответствующих результатов, получаемых при использовании приведенных уравнений применительно к каждому из рассматриваемых вариантов.

С помощью этих уравнений можно определить также потери тепла в связи с добавкой воды в тепловую схему и эффективность отбора пара из турбины на подогрев воздуха в котле.

3. Влияние падения давления в тракте регенеративных отборов на экономичность турбоустановки. Влияние на тепловую экономичность турбоустановки небольших изменений падения давления в паропроводах регенеративных отборов может быть определено с помощью следующего выражения:

$$\frac{\Delta q}{q} = \left(\frac{t_a + 273}{1050} \right) \left(\frac{G_a \Delta p}{860 N} \right),$$

где $\frac{\Delta q}{q}$ — относительное изменение удельного расхода тепла по турбоустановке, %;

t_a — температура пара, отбираемого в рассматриваемый подогреватель, °C;

G_a — расход пара из турбины в этот подогреватель, кг/ч;

Δp — изменение падения давления в трубопроводе регенеративного отбора пара, %;

N — мощность турбоустановки, кат.

Вполне очевидно, что при условии сохранения всех прочих параметров подогревателя неизменными уменьшение падения давления в тракте регенеративного отбора приводит к увеличению выработки электроэнергии турбиной, поскольку пар из турбины в этом случае может отбираться при более низком давлении. Член $\left(\frac{t_a + 273}{1050} \right)$ представляет собой приближенное эмпирическое соотношение, которое характеризует приrost теплового перепада на турбину (или приrost выработки электроэнергии), эквивалентный каждому проценту снижения падения давления в тракте регенеративного отбора.

Как показывают расчеты, выполненные применительно к турбоустановке на 170 ата, 538/538° С с шестью регенеративными подогревателями, при снижении падения давления во всех линиях регенеративных отборов на 5% (абсолютных) тепловая экономичность установки повышается примерно на 0,25%, из которых 0,09% приходится на подогреватель наивысшего давления.

ЛИТЕРАТУРА

8-1. Основные методические положения технико-экономических расчетов в энергетике, Металлургиздат, 1959.

8-2. Андрющенко А. И., Техническая работоспособность термодинамических систем, Саратовский автодорожный институт, 1956.

8-3. Андрющенко А. И., Влияние экономических факторов на выбор параметров регенеративных отборов в паротурбинных установках, Труды Саратовского автодорожного института, сб. 16, т. 1, 1959.

8-4. Прейскурант № 01-04 оптовых цен на трубы стальные, чугунные и баллоны, Госплан СССР, 1955.

8-5. Петелин Г. И., Регенеративный подогрев питательной воды, ОНТИ, 1932.

8-6. Гохштейн Д. П., «Советское котлотурбостроение», 1939, № 9.

8-7. Фукс Г. И., К. п. д. и давления отборов регенеративного цикла, Известия Томского политехнического института, 1944.

8-8. Андриященко А. И., Термодинамические расчеты оптимальных параметров тепловых электростанций, изд. «Высшая школа», 1963.

8-9. Андриященко А. И., Вопросы термодинамической теории расчета теплофикационных установок, Автореферат диссертации на соискание ученой степени доктора технических наук, Москва, МЭИ, 1954.

8-10. Калафати Д. Д., Теория и расчет регенеративных циклов паросиловых станций, Труды МЭИ, вып. XI, 1953.

8-11. Рыжкин В. Я., Исследование параметров тепловых схем современных конденсационных электростанций и теплоцентралей, Труды МЭИ, вып. XXV, 1955.

8-12. Энергетическое машиностроение за рубежом, ЦИТИМАШ, 1961.

8-13. Бартлетт Р. Л., Тепловая экономичность и экономика паровых турбин, перевод с англ., Госэнергоиздат, 1963.

8-14. Kelp F., Wirtschaftlichkeits-Probleme von Speisewasser-Vorwärmanlagen größerer Kondensations-Kraftwerke, VGB, N 61, 1959.

8-15. «VGB-Mitteilungen», 1959, N 61, S. 276—288.

8-16. Terry J., Carpenter W. B., Auxiliary steam for supercritical units at Eddystone station, «Heat Engineering», 1959, v. 34, N 5.

ГЛАВА ДЕВЯТАЯ

ВЫБОР ПРИВОДА ПИТАТЕЛЬНОГО НАСОСА

9-1. Схема включения питательного насоса

Различаются две принципиально возможные схемы включения питательного насоса.

1. Схема, предусматривающая использование одного насоса, расположенного в тракте питательной воды непосредственно за деаэратором и развивающего полный напор, необходимый для подачи питательной воды в котел. В этом случае подогреватели высокого давления должны быть рассчитаны на полное давление, развиваемое питательным насосом.

2. Схема, предусматривающая использование двух насосов, включенных «в рассечку». Первый, так называемый бустерный насос, включается в питательную линию непосредственно за деаэратором. Второй, главный, насос устанавливается за последним (по ходу питательной воды) подогревателем. В данном случае подогреватели высокого давления рассчитываются на напор, развиваемый бустерным насосом, т. е. на напор, составляющий лишь 30—40% от максимального.

Согласно многочисленным исследованиям, обе схемы включения питательного насоса обеспечивают практически одинаковую тепловую экономичность турбоустановки (нетто). Как показывает сопоставление обоих вариантов схем в условиях заданной температуры питательной воды на входе в котел, во второй схеме благодаря повышению теплосодержания питательной воды в главном насосе возможно несколько снизить давление верхнего регенеративного отбора, в результате чего обеспечивается дополнительная выработка электроэнергии. Однако этот положи-

тельный эффект полностью компенсируется увеличением расхода энергии на привод питательных насосов (вследствие заметного увеличения удельного объема питательной воды в главном насосе). В ряде случаев в схеме с двумя насосами расход энергии на перекачку воды возрастает на 20—30% относительно варианта схемы с одним насосом.

В схеме с двумя ступенями повышения давления питательной воды благодаря снижению расчетного напора в подогревателях высокого давления оказывается возможным существенно снизить их стоимость (относительно первого варианта), однако данная схема требует применения двух насосных агрегатов вместо одного и, кроме того, усложняет проблемы, связанные с охлаждением уплотнений питательных насосов.

В общем у изготовителей турбинного оборудования нет единого мнения относительно того, какой из двух вариантов схемы включения питательного насоса является более предпочтительным. Практически применяются оба варианта. Для отечественных турбоустановок типа К-150-130, К-200-130 и К-300-240 принята схема с одним питательным насосом. Такой же принцип включения насоса реализован на ряде турбоустановок США (Парадайз, Уил Каунти, Портленд и др.). Вместе с тем для многих американских турбоустановок (Файло № 6, Эвон № 8, Мерсер, Брид № 1 и др.) применена схема с двумя питательными насосами, включенными «в рассечку». В Англии для мощных турбоагрегатов, как правило, используются схемы с двумя насосами. То же самое относится и к практике паротурбостроения в ФРГ.

По-видимому, вопрос о выборе рациональной схемы включения питательного насоса пока еще не имеет однозначного решения.

9-2. Типы привода питательного насоса

С повышением начальных параметров пара и единичной мощности турбоустановок резко возрастает мощность, потребляемая питательным насосом. Так, с увеличением начального давления пара p_0 удельный расход энергии на привод насоса v_n изменяется следующим образом:

p_0 , атм	t_0 , °C	v_n , %
90	535	1,5
130	565/565	1,7—1,9
165	565/565	2,3—2,5
240	580/565	3,2—3,6
300	650/565/565	3,3—3,7
400	650/565/565	4,3—4,8

Для турбоустановки типа К-500-240 мощность привода питательного насоса составляет ~16 000 кВт, а для двухвального агрегата типа К-800-240 ~27 000 кВт.

В связи с существенным ростом единичной мощности насосных агрегатов и удельного расхода энергии на их привод все большее внимание уделяется проблеме выбора высокоэкономичного привода питательного насоса.

На практике применяются следующие типы привода питательного насоса:

- а) электропривод с постоянным числом оборотов;
- б) электропривод с регулируемым числом оборотов (электропривод с гидромуфтой);
- в) турбинный привод питательного насоса.

а) Электропривод с постоянным числом оборотов

На рис. 9-1 в общем виде показаны характеристики насоса и сети. Из графика следует, что использование в качестве привода питательного насоса электродвигателей с постоянной скоростью вращения сопряжено со значительными потерями энергии при

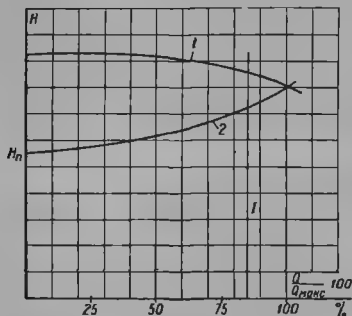


Рис 9-1. Типовая характеристика $H-Q$ сети и питательного насоса.

1 — характеристика сети; 2 — характеристика насоса.
 H_n — постоянная составляющая сопротивления сети.
 I — нагрузка турбины 100%.

пониженных производительностях насоса. Это обусловлено следующими причинами.

По мере снижения нагрузки блока сопротивление питательных трубопроводов и элементов котлоагрегата уменьшается, вследствие чего уменьшается и необходимый напор против соответствующей расчетной величины. Между тем фактический напор, развиваемый питательным насосом, возрастает. Это приводит к необходимости дросселирования значительного избыточного напора (особенно при пусковых

режимах), что связано с потерями энергии и вызывает быстрый износ запорных органов котлоагрегата.

Для обеспечения надежного питания котлоагрегата при переменных нагрузках блока питательные насосы должны выбираться с некоторым запасом производительности относительно уровня максимальной паропроизводительности котла. В свою очередь котлоагрегаты часто проектируются с некоторым запасом производительности относительно расчетного расхода пара на турбину. Таким образом, питательный насос даже в условиях

номинальной нагрузки блока работает, как правило, со значительной недогрузкой и, следовательно, с большими потерями энергии на регулирование.

Эти недостатки электропривода с нерегулируемой скоростью вращения существенно усиливаются по мере повышения начальных параметров пара в связи с увеличением удельного расхода энергии на привод питательного насоса.

Вместе с тем максимальная мощность изготавливаемых в настоящее время электродвигателей не превышает 8000—12 000 *квт*, что вызывает необходимость применения в блоке по крайней мере двух рабочих насосных агрегатов 50%-ной производительности. Ограничение единичной мощности электродвигателей объясняется тем, что эксплуатация мощных электродвигателей сопряжена, как известно, со значительными техническими трудностями, обусловленными тяжелыми пусковыми режимами таких агрегатов.

Преимуществами электрического привода насоса являются простота и высокая надежность в эксплуатации.

Эффективная мощность главной турбины, требуемая для привода питательного электронасоса, в общем определяется следующим выражением:

$$N_{э.п} = \frac{G_0 (p_n - p_{вс})}{36,7 \gamma_{в} \eta_n \eta_{э.д} \eta_{м} \eta_{г} \eta_{т}} \text{ [квт]}, \quad (9-1)$$

где G_0 — весовая производительность насоса, *т/ч*;
 $p_n, p_{вс}$ — давления нагнетания и всасывания, *кг/см²*;
 $\gamma_{в}$ — удельный вес воды в насосе, *т/м³*;
 η_n — к. п. д. насоса;
 $\eta_{э.д}$ — к. п. д. электродвигателя;
 $\eta_{м}$ — к. п. д. мультипликатора;
 $\eta_{г}$ — к. п. д. генератора;
 $\eta_{т}$ — к. п. д. трансформатора.

Для определения мощности, потребляемой питательным насосом при сниженных нагрузках, величины p_n , η_n и $\eta_{э.д}$ следует принимать по графикам, аналогичным приведенным на рис. 9-2.

б) Электропривод с регулируемым числом оборотов

В качестве электропривода питательного насоса с регулируемым числом оборотов могут быть использованы либо электродвигатель с переменным числом пар полюсов, либо электродвигатель с гидромуфтой. Наибольшее распространение на практике получил последний тип привода насоса.

Применение гидромуфты между электродвигателем и насосом позволяет посредством изменения скольжения муфты изменять число оборотов насоса при постоянной скорости вращения электродвигателя.

Этот тип привода насоса имеет следующие преимущества при сниженных нагрузках блока по сравнению с нерегулируемым электронасосом:

1) по мере снижения нагрузки блока напор насоса снижается в соответствии с характеристикой сети, а не возрастает, как это происходит при $n_n = \text{const}$; благодаря этому исключаются потери, связанные с дросселированием избыточного напора;

2) при снижении производительности насоса в условиях переменной скорости вращения к. п. д. его падает менее резко, чем в условиях $n_n = \text{const}$;

3) снижается расчетный напор, на который рассчитывается турбуная система подогревателей высокого давления.

Однако вариант электропривода питательного насоса с гидромуфтой имеет ряд недостатков. Во-первых, в насосном агрегате появляются дополнительные потери, присущие гидромуфте (скольжение, механические потери и прочие потери); при этом коэффициент скольжения заметно возрастает по мере снижения производительности насоса. Во-вторых, не исключаются трудности, связанные с созданием электродвигателей повышенной (против 8000—12 000 квт) мощности.

Для привода электронасоса с гидромуфтой необходимая эффективная мощность турбоустановки блока определяется следующим образом:

$$N_{э.п} = \frac{G_0 (p_n - p_{ис})}{36,7 \eta_n \eta_{гд} \eta_{гм} \eta_{гт}} [\text{квт}], \quad (9-2)$$

где $\eta_{гм}$ — к. п. д. гидромуфты.

в) Турбинный привод питательного насоса

Обладая всеми достоинствами электропривода с регулируемым числом оборотов, паротурбинный привод имеет и ряд других преимуществ.

1. Исключаются проблемы, связанные с созданием и эксплуатацией мощных электродвигателей. Приводная турбина может быть изготовлена на любую мощность, необходимую для обслуживания насосного агрегата 100%-ной производительности.

2. Тепловая экономичность (внутренний относительный к. п. д.) приводной турбины незначительно изменяется при снижении ее нагрузки и скорости вращения (в отличие от гидромуфты).

3. Из насосного агрегата исключаются (помимо электродвигателя) мультипликатор и гидромуфта. Кроме того, исключаются потери, обусловленные двукратным трансформированием электроэнергии (в генераторе и трансформаторе).

4. Непосредственное соединение приводной турбины с насосом, т. е. проектирование ее на повышенное число оборотов, повышает экономичность турбины и снижает ее стоимость.

5. Увеличивается располагаемая мощность электростанции при сравнительно небольшом удорожании тепломеханического оборудования. Стоимость строительной части главного корпуса остается при этом неизменной, а стоимость электрической части несколько уменьшается.

Основным недостатком турбопривода питательного насоса, ограничивавшим до последнего времени широкое его применение в качестве постоянно действующего агрегата, являлась относительно низкая экономичность приводной турбины вследствие малой ее мощности и небольшого расхода пара. Кроме того, применение турбопривода питательного насоса усложняет тепловую схему электростанции.

Однако, как уже отмечалось, с укрупнением паротурбинных блоков и повышением начальных параметров пара усиливаются недостатки электропривода и преимущества турбопривода. Поэтому в современных условиях, когда начинают внедряться блоки мощностью 300, 500 и 800 *Мвт*, весьма важно располагать достаточно надежными данными, характеризующими сравнительную тепловую экономичность турбоустановок с электрическим и турбинным приводами питательного насоса. Вместе с тем существенным также является вопрос о выборе рационального способа включения турбопривода питательного насоса в тепловую схему турбоустановки.

9-3. Сопоставление электрического и паротурбинного приводов питательного насоса

По вопросу о сравнительной тепловой экономичности мощных турбоустановок на сверхвысокие и сверхкритические параметры пара с турбинным и электрическим приводами питательного насоса до настоящего времени нет установившегося мнения как в отечественной, так и в зарубежной технической литературе [Л. 9-1—9-3]. Не освещались также факторы, определяющие влияние на тепловую экономичность турбоустановки различных способов включения турбопривода питательного насоса в схему блока.

В данном параграфе на основе расчетов, выполненных применительно к турбоустановке типа К-300-240, излагается ряд обобщений и выводов, которые могут быть распространены и на турбоагрегаты других типов.

Показатели экономичности исследуемого блока мощностью 300 *Мвт* на 240 *атм*, 580/565° С определены применительно к различным вариантам привода питательного насоса. При этом рассмотрены: электропривод с постоянным числом оборотов, электропривод с гидромuftой (в обоих случаях принята схема с двумя рабочими насосами производительностью по 50% от номинальной), привод от вала главной турбины и привод от специальной паровой турбины, включенной в тепловую схему блока. Для

вариантов с турбоприводом предусмотрено использование одного рабочего насоса 100%-ной производительности. Принято, что максимальная производительность насоса имеет 15%-ный запас сверх номинального расхода пара на турбину. Характеристики насоса и сети приведены на рис. 9-2.

При оценке экономичности вариантов электропривода питательных насосов учитывались электрические потери в размере 5,5% (в том числе 4% — потери в электродвигателе, 1% — потери в генераторе и 0,5% — потери в трансформаторе), потери в мультипликаторе — 2%, а в случае использования гидромуфты — свойственные ей потери с учетом скольжения. Максимальный к. п. д. гидромуфты принят равным 97%.

Для вариантов с турбоприводом значения внутренних относительных к. п. д. приводной турбины при различных параметрах пара и схемах ее включения определены по методике американской фирмы Джeneral Электрик [Л. 9-4]. Падение давления в паропроводе, соединяющем главную турбину с приводной, принято равным 3%. Рассмотренные применительно к турбоустановке типа К-300-240 варианты включения турбонасоса в тепловую схему пояснены в табл. 9-1.

Таблица 9-1

Рассмотренные схемы включения турбопривода

■ варианта	Место отбора пара из главной турбины на турбопривод	Место сброса отработавшего пара из турбопривода
1	За ч. в. д.	В регенеративные подогреватели давлением 20—6 атa
2	То же	В главную турбину
3	То же	В конденсатор
4	После промежуточного пароперегревателя	В главную турбину
5	То же	В конденсатор
6	Из первого регенеративного отбора после промежуточного перегрева пара	В главную турбину
7	То же	В конденсатор
8	Из отбора давлением ~ 6 атa	То же

На рис. 9-3 приведены графики, иллюстрирующие характер изменения доли затрат энергии на привод питательного насоса (при различных типах привода) в зависимости от относительной нагрузки главной турбины. Как видно из рис. 9-3, наибольшим удельным потреблением мощности характеризуется электропривод с постоянной скоростью вращения (кривая 1) вследствие дросселирования избыточного напора (составляющего при номинальной

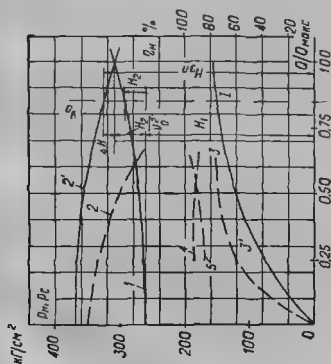


Рис. 9-2. Характеристики сети и насоса для блока с турбиной К-300-240.

1 — характеристика сети. Насосный агрегат 50%-ной производительности; 2 — характеристика насоса; 3 — к. п. д. насоса; 4 — к. п. д. электродвигателя; 5 — к. п. д. гидромотора. Насосный агрегат 100%-ной производительности; 2' — характеристика насоса; 3' — к. п. д. насоса; 4' — к. п. д. электродвигателя. 1' — характеристика сети при нагрузке главной турбины.

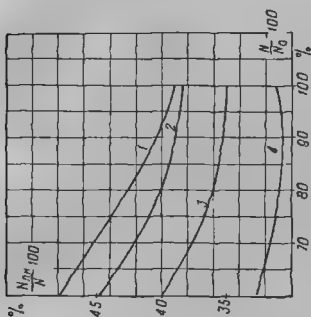


Рис. 9-3. Зависимость доли затрат энергии на привод питающего насоса от нагрузки блока.

1 — электропривод, $\eta_H = \text{const}$; 2 — электропривод с гидромотором; 3 — привод от вала главной турбины; 4 — турбопривод.

нагрузке турбины около 10% от полного напора насоса), электрических потерь (5,5%) и потерь в мультипликаторе (2%). Вместе с тем экономичность этого варианта существенно падает по мере снижения нагрузки блока главным образом в результате увеличения дросселируемого избыточного напора насоса.

В варианте электропривода питательного насоса с гидромуфтой исключаются потери от дросселирования, однако возникают дополнительные потери в гидромуфте. При принятом 15%-ном запасе производительности насоса (в соответствии с техническим заданием на проектирование блока с турбиной К-300-240) к. п. д. гидромуфты при номинальной нагрузке блока составляет около 92%, т. е. снижается относительно соответствующего максимального уровня на 5%. Таким образом, снижение в данном случае потребляемой насосом мощности на 10% благодаря отсутствию дросселирования избыточного напора в значительной степени компенсируется при номинальной нагрузке блока дополнительными потерями в гидромуфте (~8%). В результате при использовании гидромуфты доля затрат энергии на привод питательного насоса снижается при номинальной нагрузке блока всего на 2%.

Сравнительно небольшая эффективность применения гидромуфты при номинальном режиме объясняется специфической формой характеристики сети, имеющей большую долю постоянной составляющей полного напора (см. рис. 9-1). Очевидно, что при использовании гидромуфты для таких агрегатов, как вентиляторы, дымососы, и других, которые работают в системе, не имеющей постоянной составляющей напора, может быть достигнут существенно больший эффект.

При снижении нагрузки блока эффективность электропривода с гидромуфтой по сравнению с электроприводом с постоянной скоростью вращения несколько возрастает. Эффективность применения гидромуфты повышается также с увеличением доли переменной составляющей сопротивления сети, обусловленной гидравлическим сопротивлением питательных трубопроводов и котельного агрегата, а также с повышением выбранных запаса производительности питательного насоса относительно расхода питательной воды при номинальном режиме работы турбины. Так, при начальном давлении пара 130 атм (т. е. при меньшей доле постоянной составляющей сопротивления сети) и запасе в производительности 15% снижение потребляемой насосом мощности благодаря применению гидромуфты составляет при номинальной нагрузке блока 10%. Вместе с тем величина экономии резко падает для блоков с барабанными котлами вследствие меньшего гидравлического сопротивления их.

Наиболее благоприятные результаты могут быть получены при применении турбинного привода питательного насоса. В этом случае исключаются как потери от дросселирования, электрические потери и потери в мультипликаторе (составляющие для

рассматриваемого примера 17,5% от потребляемой насосом мощности при номинальной нагрузке блока), так и потери, связанные с использованием гидромфты.

Кроме того, располагаемая мощность блока увеличивается на 3,6% в результате отказа от потребления электроэнергии, вырабатываемой генератором, на привод насоса. Следовательно, применение в схеме блока с турбиной К-300-240 турбопривода питательного насоса обеспечивает снижение потребляемой на валу насоса мощности приблизительно на $17,5 \cdot 1,036 = 18\%$. С учетом того, что относительная доля потребляемой электронасосом мощности при начальном давлении 240 атм составляет примерно 3,6%, указанное снижение эквивалентно 0,65% мощности главной турбины.

Эта величина существенно зависит от ряда факторов и в общем случае может быть определена по следующей формуле:

$$\Delta = \xi_{э.п} - \xi_{т.п} = kd \left(\frac{H_{э.п}}{\eta_{э}\eta_{м}} - H_{т.п} \right) + \frac{1}{2} (kd)^2 \left[\left(\frac{H_{э.п}}{\eta_{э}\eta_{м}} \right)^2 - H_{т.п}^2 \right], \quad (9-3)$$

где $\xi_{э.п}$ и $\xi_{т.п}$ — относительные расходы мощности на питательный насос (отнесенные к располагаемой мощности турбины N) соответственно для вариантов турбоустановки с электро- и турбоприводом насоса:

$$\xi_{э.п} = \frac{N_{э.п}}{N - N_{э.п}} \text{ и } \xi_{т.п} = \frac{N_{т.п}}{N};$$

$N_{э.п}$ — мощность привода электронасоса, *квт*;

$N_{т.п}$ — мощность турбонасоса, *квт*;

$$k = \frac{v}{36,7\eta_{м}};$$

v — средний удельный объем воды в насосе, *м³/кг*;

$$H_{э.п} = H_1 + \frac{H_2}{v_0^2} + \Delta H$$

— требуемый напор питательного насоса при работе турбины с номинальной нагрузкой в условиях применения электропривода насоса ($\eta_{м} = \text{const}$), *кг/см²*; составляющие полного напора H_1 , H_2 и ΔH показаны на рис. 9-2;

v_0 — отношение производительности насоса при номинальном расходе пара на турбину (Q_0) к его максимальной производительности ($Q_{макс}$);

$H_{т.п} = H_1 + H_2$ — напор насоса при применении турбинного привода, кг/см^2 ;

$\eta_3 = \eta_1 \eta_2 \eta_3$ — к. п. д., учитывающий потери в генераторе, трансформаторе и электродвигателе.

При подобных характеристиках $H-Q$ насосов, определяемых отношением максимального напора к напору при максимальной производительности, равным 1,15, может быть получено следующее снижение доли затрат энергии ($\Delta \cdot 100\%$) на привод питательного насоса при условии применения турбинного привода вместо электропривода:

Начальное давление пара перед турбиной, <i>ата</i>	130	240	300
Снижение доли затрат энергии на привод насоса при $v_0 = 0,85$ для блоков:			
с прямоточными котлами	0,65	0,80	0,85
с барабанными котлами	0,40	—	—
То же при $v_0 = 0,75$:			
с прямоточными котлами	0,95	1,0	1,05
с барабанными котлами	0,60	—	—

Эти величины определяют тепловую эффективность применения турбопривода питательного насоса (относительно варианта электропривода с постоянной скоростью вращения) для некоторого условного случая, когда введение турбопривода не влияет на к. п. д. главной турбоустановки. Для реальных схем включения турбопривода они должны быть скорректированы с учетом ряда факторов, рассмотрению которых посвящен следующий параграф.

9-4. Методика оценки различных вариантов включения приводной турбины в схему блока

а) Эффективность применения промежуточного перегрева пара в рабочем цикле турбопривода

Конденсационный цикл. Если приводная турбина питается паром до промежуточного его перегрева и отработавший в турбоприводе пар возвращается в главную турбину или сбрасывается в собственный конденсатор, то в этом случае к основному термодинамическому циклу добавляется конденсационный цикл, в котором не предусматривается промежуточного перегрева пара. Влияние этого дополнительного, менее экономичного цикла на к. п. д. турбоустановки зависит от относительного расхода пара на турбопривод, а обусловленное этим циклом снижение экономической турбоустановки определяется исходя из того, что отказ от промежуточного перегрева пара в конденсационном цикле с одним промперегревом приводит к перерасходу тепла в среднем на 4%.

Теплофикационный цикл. Если отработавший пар направляется из приводной турбины в регенеративные или сетевые подогреватели, то он работает по теплофикационному циклу.

Эффективность промежуточного перегрева пара в теплофикационном цикле зависит от конечного давления пара в этом цикле и резко снижается с повышением его. Так, если промежуточный перегрев пара осуществляется при давлении пара 35—40 *атм*, то при расчетном противодавлении 1,5—2,0 *атм* и выше он оказывается уже термодинамически невыгодным и вызывает перерасход тепла.

Поэтому очевидно, что при условии использования отработавшего пара из турбопривода в регенеративных подогревателях с давлением выше указанного более рационально включать приводную турбину на пар до промежуточного перегрева. При этом несколько повысится эффективность регенеративного цикла вследствие уменьшения термодинамических потерь, связанных с использованием в системе регенерации перегретого пара.

Однако экономичность подобной схемы резко снижается, если отработавший в приводной турбине пар используется в вакуумных подогревателях. В этом случае вследствие низкого конечного давления теплофикационного цикла промежуточный перегрев пара является выгодным и отказ от него (при включении приводной турбины в «холодную» нитку промежуточного перегрева) может привести к перерасходу тепла.

б) Влияние начальных и конечных параметров приводной турбины на тепловую экономичность блока

Влияние, обусловленное изменением экономичности приводной турбины. Выбор начальных и конечных параметров пара приводной турбины определяет высоты рабочих лопаток и в значительной степени влияет на ее внутренний относительный к. п. д., который может быть оценен с помощью зависимостей, рассмотренных в четвертой главе [Л. 9-4]. Разница в значениях к. п. д. турбопривода и замещаемого отсека главной турбины существенно зависит от диапазона начальных и конечных параметров пара турбопривода.

В некоторых схемах включения турбопривода, например в вариантах 4 и 6 (см. табл. 9-1), сбрасываемый из турбопривода в главную турбину пар характеризуется несколько более высокой температурой, чем основной поток пара в главной турбине при том же давлении (из-за более низкого внутреннего относительного к. п. д. турбопривода). Вследствие разницы в температуре пара возрастает мощность, вырабатываемая на паре из турбопривода в последующих отсеках турбины. При этом влияние на тепловую экономичность турбоустановки снижения внутреннего к. п. д. приводной турбины $\Delta \eta_{т.}$ (относительно к. п. д. замещаемого

отсека главной турбины $\eta_t^{\text{зам}}$) может быть выявлено следующим образом.

Изменение мощности турбоустановки вследствие разницы в значениях к. п. д. замещаемого отсека главной турбины и турбопривода определяется выражением

$$\Delta N = \frac{N_{т. п}}{\eta_{т. п}} (\eta_t^{\text{зам}} - \eta_{т. п}) - \frac{N_{т. п}}{\eta_{т. п}} (\eta_t^{\text{зам}} - \eta_{т. п}) \eta_{т. п. д} \left(1 - \frac{T_k}{T_2}\right),$$

где $\eta_{т. п. д}$ — внутренний относительный к. п. д. отсека главной турбины, в котором поступающий из турбопривода пар расширяется до давления в конденсаторе;

T_2 и T_k — абсолютные температуры пара соответственно на выходе из турбопривода и в конденсаторе, °К.

Первый член в правой части этого выражения учитывает изменение мощности, расходуемой на привод питательного насоса, вследствие разницы в к. п. д. $\Delta \eta_{г. п} = \eta_t^{\text{зам}} - \eta_{т. п.}$. Вторым членом учтена дополнительная мощность турбоустановки, обусловленная более высоким теплосодержанием отработавшего в турбоприводе пара по сравнению с теплосодержанием основного потока пара в главной турбине (в точке подвода пара из турбопривода).

Изменение к. п. д. турбоустановки, соответствующее снижению ее располагаемой мощности на величину ΔN , составляет

$$\frac{\Delta \eta_{\text{уст}}}{\eta_{\text{уст}}} = \frac{\Delta N}{N + N_{т. п}} = A \left[1 - \eta_{т. п. д} \left(1 - \frac{T_k}{T_2} \right) \right], \quad (9-4)$$

где

$$A = \frac{N_{т. п}}{N + N_{т. п}} \cdot \frac{\eta_t^{\text{зам}} - \eta_{т. п.}}{\eta_{т. п.}}. \quad (9-5)$$

Используя выражение (9-4) применительно к турбоустановке К-300-240 ($\eta_{т. п.} = \frac{N_{т. п.}}{N + N_{т. п.}} = 0,032$), получим, что снижение к. п. д. приводной турбины относительно к. п. д. замещаемого отсека главной турбины, например, на 5% приводит к следующим величинам перерасхода тепла по блоку: ~0,12% при температуре пара на выходе из турбопривода 350° С, ~0,19% при температуре пара 70° С и ~0,20% при сбросе отработавшего пара из турбопривода в конденсатор. Этот фактор в известной степени ослабляет неблагоприятное влияние повышения протнводавления за турбоприводом на его внутренний относительный к. п. д.

В турбоустановках с двукратным промежуточным перегревом пара при условии сброса пара из турбопривода во второй промежуточный пароперегреватель повышение теплосодержания отработавшего пара (вследствие более низкого к. п. д. турбопривода относительно к. п. д. замещаемого отсека главной турбины)

соответственно снижает количество тепла, сообщаемого пару в данном перегревателе.

В этом случае связь между снижением к. п. д. приводной турбины $\Delta\eta_{т.п}$ относительно к. п. д. соответствующего отсека главной турбины $\eta_{т.п}^{зам}$ и изменением экономичности блока в целом

$\frac{\Delta\eta_{уст}}{\eta_{уст}}$ может быть выявлена следующим образом.

Теплота, эквивалентная дополнительным потерям в турбоприводе (вследствие разницы в к. п. д. $\Delta\eta_{т.п} = \eta_{т.п}^{зам} - \eta_{т.п}$), используется в цикле с к. п. д., равным к. п. д. турбоустановки $\eta_{уст}$. Следовательно, суммарное изменение мощности турбоустановки составит

$$\Delta N = \frac{N_{т.п}}{\eta_{т.п}} (\eta_{т.п}^{зам} - \eta_{т.п}) - \frac{N_{т.п}}{\eta_{т.п}} (\eta_{т.п}^{зам} - \eta_{т.п}) \eta_{уст}'$$

или

$$\frac{\Delta\eta_{уст}}{\eta_{уст}} = \frac{\eta_{уст}' - \eta_{уст}}{\eta_{уст}} = \frac{N_{т.п}}{\eta_{т.п}} (\eta_{т.п}^{зам} - \eta_{т.п}) (1 - \eta_{уст}')$$

Отсюда

$$\frac{\Delta\eta_{уст}}{\eta_{уст}} = \frac{A}{\frac{1}{\eta_{уст}} - A} \cdot \frac{1 - \eta_{уст}}{\eta_{уст}}, \quad (9-6)$$

где комплекс A имеет значение, указанное выше [см. формулу (9-5)].

Применительно к турбоустановке типа К-300-300 мощностью 300 Мвт на 300 атм, 650/565/565°С ($v_{т.п} = 0,04$) снижение к. п. д. приводной турбины, например, на 5% вызывает относительный перерасход тепла по блоку приблизительно на 0,16%.

Влияние, обусловленное изменением величины выходной потери в главной турбине. Это влияние проявляется в связи с тем, что при известных способах использования в схеме блока турбопривода питательного насоса (например, при осуществлении привода насоса от вала главной турбины или выборе схемы включения турбонасоса, предусматривающей сброс отработавшего в нем пара в главную турбину), возрастает расход пара в конденсатор. Следовательно, при заданном конструктивном выполнении последней ступени главной турбины увеличиваются потери с выходной скоростью пара. Вместе с тем при включении турбопривода параллельно ч. н. д. главной турбины расход пара через последнюю ступень может быть снижен, что вызывает соответствующее уменьшение выходных потерь. Этот положительный эффект усиливается, когда начальное давление приводной турбины выбирается сравнительно низким, благодаря чему увеличивается расход пара на турбопривод и более интенсивно разгружается ч. и. д.

главного агрегата. Далее рассматривается случай сброса пара из приводной турбины в конденсатор.

Как показывают расчеты, в диапазоне обычно принимаемых значений конечного давления $p_k = 0,035 \div 0,044 \text{ атм}$ и удельной паровой нагрузки выходного сечения последних ступеней турбины $g_F = 25 \div 33 \text{ м/м}^2 \cdot \text{ч}$ снижение удельной нагрузки g_F на $1 \text{ м/м}^2 \cdot \text{ч}$ приводит к повышению к. п. д. турбоустановки примерно на 0,15%. Таким образом, влияние этого фактора на экономичность главной турбоустановки может быть учтено следующей формулой:

$$\frac{\Delta \eta_{\text{уст}}}{\eta_{\text{уст}}} = 0,0015 \frac{G_{\text{т. п.}} - G_{\text{к в т. п.}}}{F_{\text{в}}},$$

где $G_{\text{т. п.}}$ — расход пара на турбопривод, включенный параллельно ч. н. д. главной турбины, т/ч ;

$G_{\text{к в т. п.}}$ — требуемое увеличение расхода пара в конденсатор (вследствие увеличения располагаемой мощности главной турбины на $v_{\text{т. п.}}$ 100%) при использовании турбинного привода питательного насоса вместо электрического;

$G_{\text{к}}$ — расход пара в конденсатор турбоустановки с электроприводом насоса, т/ч ;

$F_{\text{в}}$ — площадь выходного сечения главной турбины, м^2 .

В табл. 9-2 применительно к турбоустановке типа К-300-240 отражены результаты расчетов по определению влияния схемы включения турбопривода на тепловую экономичность блока, которые основаны на использовании приведенных выше соотношений.

Таблица 9-2

Поправки, учитывающие изменение тепловой экономичности главной турбоустановки в зависимости от схемы включения турбопривода

Варианты	Изменение экономичности тепловой схемы (в процентах) в результате				Суммарное изменение тепловой экономичности турбоустановки, %
	снижения к. п. д. турбопривода относительно к. п. д. соответствующего отсека главной турбины	уменьшения выходной потери в главной турбине	отказа от промежуточного перегрева пара в цикле турбопривода	улучшения регенеративного цикла	
1	-0,60	-0,15	—	0,35	-0,40
2	-0,30	-0,20	-0,35	—	-0,85
3	-0,60	0,15	-0,20	—	-0,65
4	-0,10	-0,15	—	—	-0,25
5	-0,25	0,15	—	—	-0,10
6	-0,10	-0,15	—	—	-0,25
7	-0,10	0,20	—	—	0,10
8	-0,10	0,30	—	—	0,20

9-5. Сравнительная тепловая эффективность различных схем включения турбопривода питательного насоса

Результаты детальных расчетов по определению тепловой эффективности применения турбинного привода питательного насоса при различных способах его включения в тепловую схему турбоустановки К-300-240 представлены в табл. 9-3 и на рис. 9-4. Эти результаты относятся к номинальной нагрузке турбины.

Приведенные данные показывают, что наибольшую экономию тепла относительно схемы установки с нерегулируемым электроприводом насоса (вариант 10) обеспечивают схемы включения турбопривода параллельно ч. н. д. главной турбины (варианты 5, 7 и 8). Величина этой экономии при номинальной нагрузке турбины составляет 0,7—1,0%. Очевидно, что эффективность указанного способа включения турбопривода должна возрастать по мере снижения начального давления пара, поступающего в турбопривод. Однако при этом усложняются условия конструктивного выполнения приводной турбины.

Меньшую эффективность ($\Delta \eta_{\text{уст}}/\eta_{\text{уст}} = 0,4 \div 0,6\%$) дают варианты 4 и 6, в которых предусматривается возвращение пара из турбопривода в главную турбину, и вариант 1, характеризующийся сбросом пара из турбопривода в регенеративные подогреватели высокого давления.

Вариант 9 (привод от главного вала турбины) дает повышение экономичности схемы на 0,2% относительно исходной схемы с электронасосом ($\eta_n = \text{const}$), т. е. заметно меньшее, чем лучшие варианты с отдельным турбоприводом (см. табл. 9-3). Представленные в табл. 9-3 результаты вариантов расчетов достаточно хорошо согласуются с соответствующими результатами, полученными на основе метода последовательного внесения поправок, учитывающих различные факторы (см. табл. 9-2).

Выполненные расчеты выявляют существенное влияние схемы включения турбопривода на его тепловую эффективность. В связи с этим представляются необоснованными рекомендуемые в отдельных работах (например, в [Л. 9-2]) соотношения между к. п. д.

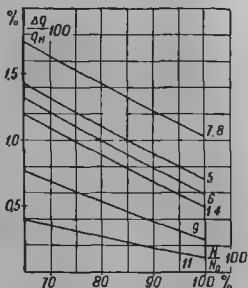


Рис. 9-4 Снижение удельного расхода тепла при различных типах привода питательного насоса относительно варианта электропривода с постоянной скоростью вращения.

Цифры на кривых указывают номера рассмотренных вариантов, характеристики которых даны в табл. 9-1 и 9-3

Таблица 9-3
Результаты расчетов тепловых схем турбоустановки К-300-240 с различными типами привода питательного насоса

Наименование	Турбопривод										Электропривод	
	Варианты включения турбопривода (см табл 9-1)										без гидро-мукфы	с гидро-мукфой
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	Привод от вала главной турбины через гидромукфу		
Параметры пара на входе в турбопривод и выходе из него	40 20—6*	40 21	40 0,035	36 2,1	36 0,035	15,7 2,1	15,7 0,035	6,0 0,035			10	11
давление, атм												
температура, °C	332 —	332 123	332 26,4	565 230	565 26,4	456 230	456 26,4	300 26,4				
Расход пара на главную турбину, т/ч	885	870	872	856	858	857	855	855	830		829	829
Расход пара на турбопривод, т/ч	135	78	43	52	30	75	35	51	—		—	—
К. п. д. турбопривода, %	75	79	74	85	81	86	85	85	—		—	—
К. п. д. соответствующего отсека главной турбины, %	89	89	88	89	88	89	87	87	—		—	—
Мощность привода насоса, кет	9920	9730	9680	9530	9630	9530	9520	9520	10 600		11 600	11 500
Удельный расход тепла (брутто) по машинному залу, ккал/кет·ч	1833	1842	1837	1834	1832	1832	1824	1823	1831		1828	1828
Удельный расход тепла (нетто) по машинному залу, ккал/кет·ч	1907	1917	1911	1905	1902	1904	1896	1895	1911		1915	1914
Экономия тепла относительно схемы с электронасосом по варианту 10, %	0,42	—0 10	0,21	0,52	0,88	0,58	1,00	1,05	0,21		0	0,05

* Сброс пара в группу подогревателей высокого давления.

приводной и главной турбин как критерии целесообразности применения турбопривода питательного насоса.

Приведенные здесь результаты хорошо согласуются с опубликованными данными по эксплуатации блока на Несветай ГРЭС [9-2], где благодаря применению турбопривода получена экономия топлива около 0,7%, а также с результатами расчетов применительно к турбоустановке типа К-150-130, где для различных схем включения приводной турбины расчетная экономия топлива составляет 0,5—1% [Л. 9-2].

В иностранной технической литературе также отмечается, что применение турбонасосов для мощных блоков повышает в ряде случаев тепловую экономичность станции на 0,5—0,7% по сравнению с вариантом использования электропривода с гидромуфтой [Л. 9-5]. В качестве примера, когда турбонасос не дает положительного эффекта, можно привести лишь блок № 8 станции Эвон (США). Однако этот пример не является характерным, так как в схеме установки применена приводная турбина с весьма низким к. п. д., который, согласно приведенной в литературе [Л. 9-6] тепловой схеме, составляет около 72%. Кроме того, выбрана неэкономичная схема включения турбонасоса, предусматривающая направление в него пара из «холодной» нитки промежуточного перегрева и сброс отработавшего пара в подогреватель наименьшего давления.

При обосновании схемы включения приводной турбины в цикл турбоустановки наряду с отмеченными выше факторами экономичности необходимо учитывать условия надежности работы установки, а также особенности конструкции главной и приводной турбины, условия компоновки блока и соответствующие показатели одновременных затрат. Влияние этих факторов во многих случаях может оказаться существенным.

9-6. Схемы, применяемые на отечественных и передовых зарубежных электростанциях

Отечественные турбоустановки мощностью 100—200 Мвт на параметры пара 90 *атм*, 535° С и 130 *атм*, 565/565° С изготавливаются с электроприводом питательного насоса. Для турбоустановок типа К-300-240 предусматривается турбинный привод питательного насоса на начальное давление пара ~16 *атм* с выхлопом отработавшего пара при давлении 2,3 *атм* в перепускной патрубок между ч. с. д. и ч. н. д. главной турбины. Для одновальной турбоустановки типа К-500-240 принята схема с отбором пара на конденсационный турбопривод из главной турбины при давлении ~10 *атм*. В схеме агрегата К-800-240 предполагается включение турбонасоса в «холодную» нитку промежуточного перегрева пара с последующим направлением пара из приводной турбины в регенеративные подогреватели высокого давления.

За рубежом для мощных блоков применяются различные типы привода питательных насосов. Вместе с тем доля агрегатов (по мощности) с турбонасосами из года в год возрастает.

Согласно публикуемым в США обзорам энергетики, из числа агрегатов единичной мощностью 100 *Мвт* и выше, введенных в 1959—1962 гг., на долю установок с электронасосами приходилось ~75% мощности ввода, 18% установок (по мощности) изготовлено с турбонасосами и 7% — с приводом от вала главной турбины. При этом среди наиболее крупных агрегатов единичной мощностью 230—250 *Мвт* и выше относительная доля агрегатов с турбонасосами составляет 30%, а доля агрегатов с электронасосами — 57%. Удельный вес блоков с приводом насоса от вала главной турбины ~13% [Л. 9-3]. Блоки 400 *Мвт* и выше изготовляются с турбинным приводом насоса.

В общем отмечается, что при применении турбинного привода питательного насоса вместо электрического располагаемая мощность станции повышается на 2,5—3,5% (в зависимости от уровня начальных параметров пара) и удельный расход тепла снижается на 0,1—0,7%.

В табл. 9-4 в качестве примера дается сопоставление показателей турбоустановки при условии использования в качестве привода насоса электродвигателя и паровой турбины с противодавлением [Л. 9-3].

Таблица 9-4

Сопоставление вариантов турбопривода¹ и электропривода питательного насоса

Изменение параметров тепловой схемы при использовании турбопривода насоса вместо электропривода	Давление пара перед главной турбиной, атм		
	127	170	247
Увеличение расхода перегретого пара, %	3,2	4,2	7,0
Снижение расхода пара через промежуточный пароперегреватель, %	6,8	8,3	11,7
Увеличение расхода пара в конденсатор, %	1,5	2,1	3,3
Увеличение располагаемой мощности установки (нетто), %	1,6	2,3	3,5
Снижение мощности агрегатов собственных нужд по электрической части, %	23	29	38

¹ Приводная турбина с противодавлением.

В Англии для турбин 100 — 200 *Мвт* применяются электронасосы, для установок по 275 *Мвт* намечено осуществить привод питательного насоса от вала главной турбины через гидромuftу.

Для наиболее мощных английских турбоустановок по 500 *Мвт* в качестве привода насоса предусматривается специальная при-

водная турбина. По литературным материалам, в ФРГ крупнейшие турбостроительные фирмы выпускают около 35% всех питательных электронасосов с гидромуфтами; 17% насосов имеют турбинный привод. Все насосы мощностью свыше 3000 *квт* намечено изготавливать с турбинным приводом.

Ниже рассматриваются некоторые схемы включения турбонасосов, получившие практическое осуществление.

Схема со сбросом отработавшего пара из турбопривода в конденсатор позволяет, как отмечалось выше, снизить выходную потерю в главной турбине. Однако при большой мощности и при высоком и переменном числе оборотов (до 6000 *об/мин*) приводной турбины выполнение достаточно экономичной части низкого давления ее может быть связано с известными трудностями, а сравнительно большие габариты турбопривода с выхлопным патрубком и конденсатором усложняют компоновку установки. Тем не менее такая схема представляет интерес для турбин предельной мощности, в которых снижение выходных потерь имеет большое значение. Подобная схема (с давлением пара перед приводной турбиной ~6 *атм*) реализована в турбоустановке Брид мощностью 450 *Мвт* на параметры пара 247 *атм*, 566/566 566° С ($p_k = 0,052$ *атм*). При этом указывается, что принятый вариант схемы повышает экономичность установки на 0,30—0,45% в диапазоне конечных давлений 0,035—0,052 *атм*.

Аналогичные схемы включения турбонасосов приняты на американской станции Оук Крик (блоки № 5 и 6 мощностью по 275 *Мвт* на 141 *атм*, 566/538° С и $p_k = 0,0173$ *атм*), где благодаря применению турбопривода насоса экономичность блоков повышена на 0,5%, а также на бельгийской станции Баодур и в ряде турбоустановок ФРГ.

Схема с отбором пара на турбопривод из «холодной» нитки промежуточного перегрева обеспечивает невысокую температуру пара перед приводной турбиной и тем самым повышает эксплуатационную надежность установки. Нановышая тепловая экономичность может быть достигнута при использовании отработавшего в приводной турбине пара в регенеративных подогревателях высокого давления, о чем уже говорилось выше. Такая схема осуществлена в мощных американских блоках Уил Каунти, Уидоус Крик, Парадайз, рассчитанных на параметры пара 170 *атм*, 566/538° С, и в ряде других установок.

Если в схеме главной турбоустановки предусматривается двукратный промежуточный перегрев пара, то удобным конструктивным решением является выбор направления отработавшего в приводной турбине пара во вторичный промежуточный пароперегреватель. Такое решение принято в проекте отечественной турбоустановки типа К-300-300 (на 300 *атм*, 650/565/565° С) и на блоке № 1 станции Эддистон (мощностью 325 *Мвт* на 350 *атм*, 650/566/566° С).

Схема с использованием для приводной турбины пара после промежуточного перегрева характеризуется высокой начальной температурой пара (до 565° С), что усложняет конструкцию и может снизить надежность приводной турбины.

По этой причине в отечественных турбинах типа К-300-240 пар на турбопривод отбирается не непосредственно после промежуточного перегрева, а из следующего регенеративного отбора, что позволяет снизить начальную температуру пара до допустимых пределов.

Привод питательного насоса через гидромуфту от вала главной турбины обеспечивает сравнительно высокую экономичность блока и снижение одновременных затрат. Однако такое решение применительно к турбинам предельной мощности может заметно повысить выходные потери в главной турбине. Вместе с тем размещение питательного насоса с мультипликатором и гидромуфтой в направлении оси главной турбины может потребовать увеличения габаритов машинного зала. Поэтому такая конструктивная схема применяется главным образом при двухвальном исполнении главной турбины, позволяющем значительно уменьшить ее длину.

Подобные решения приняты, например, на американских электростанциях Астория, Берген, Мерсер, Питсбург и др.

Для приближенной оценки сравнительной стоимости вариантов турбоустановки с электро- и турбонасосом могут быть использованы приведенные в табл. 9-5 стоимостные показатели элементов насосных агрегатов к блоку 325 *Mвт* на 141 атм 566/538° С (потребляемая насосом мощность составляет 7000 *квт*).

Таблица 9-5

Относительная стоимость элементов насосного оборудования
(за единицу принята стоимость насоса 100%-ной
производительности) по данным [Л. 9-7]

Элементы насосного оборудования	Относительная стоимость оборудования при произво- дительности	
	50%	100%
Насос	0,68	1,00
Гидромурфта	0,30	1,00
Электродвигатель	0,75	—
Приводная турбина	2,0	3,0
Стоимость паропроводов при переходе к варианту с турбонасосами . . .	0,90	1,10

ЛИТЕРАТУРА

- 9-1. Гельтман А. Э., Будняцкий Д. М., К выбору привода питательного насоса для блока на сверхкритические параметры пара, «Энергомашиностроение», 1960, № 6.
- 9-2. Крушель Г. Е., Турбинный привод питательных насосов блочных электростанций, «Теплоэнергетика», 1958, № 3.
- 9-3. Энергетическое машиностроение за рубежом, ЦИНТИМАШ, 1961, стр. 131—136.
- 9-4. Hegetschweiler H., Bartlett R. L., Predicting performance of large steam turbine-generator units for central stations, Paper ASME, N 56-SA-52, 1956.
- 9-5. «Engineering and Boiler House Review», 1957, v. 72, N 3, p. 98—99.
- 9-6. «Transactions of the ASME», 1957, v. 79, N 4.
- 9-7. «Electrical World», 1967, v. 147, N 7.

ГЛАВА ДЕСЯТАЯ

ПУСКОВЫЕ СХЕМЫ БЛОКОВ «КОТЕЛ — ТУРБИНА»

10-1. Общие требования к пусковым схемам блоков

В связи с переходом отечественной энергетики к преимущественному строительству тепловых электрических станций, работающих по блочной схеме с единичными мощностями блоков 150, 200, 300 и в дальнейшем 500 и 800 *Mвт* на высокие и сверхкритические параметры пара с промежуточным перегревом, возникает ряд новых проблем в области пусковых режимов котла, турбины и вспомогательного оборудования, которые в составе блока взаимосвязаны как единый агрегат.

Широкое объединение энергосистем и характер изменения суточного графика электрической нагрузки также существенно влияют на требования к энергетическому оборудованию и к схемам блоков.

За последние годы в СССР проведено большое количество исследований и накоплен опыт эксплуатации паротурбинных установок, котельных агрегатов и другого оборудования блочных станций. Почти все эти работы являются экспериментальными и относятся к вполне определенным типам установок, поэтому отдельные выводы и рекомендации, содержащиеся в них, не всегда могут быть распространены на другие установки. Тем не менее эти исследования позволили выработать определенные принципиальные положения в отношении пусковых схем и направления развития этих схем.

В зависимости от мощности энергосистемы и графика электрической нагрузки изменяются и отдельные частные требования, предъявляемые к пусковым схемам блоков. Однако в общем эти схемы должны обеспечивать:

- 1) возможность оптимальных режимов пуска и нагружения котла и турбины;
- 2) минимум тепловых потерь со сбрасываемой средой во время пуска блока из различных температурных состояний оборудования;
- 3) непрерывность питания котельного агрегата при всех переходных режимах работы блока;
- 4) возможность автоматического регулирования параметров и производительности блока в соответствии с требованием графика нагрузки;
- 5) возможность автоматического программного пуска блока из различных температурных состояний оборудования;
- 6) пуск турбины из любого температурного состояния только перегретым паром (минимальный перегрев $40-60^{\circ}\text{C}$);
- 7) прогретое состояние сбросных устройств при работе блока;
- 8) разность температур между паром и металлом паропусковых частей турбины при пуске блока из горячего состояния и при глубоких сбросах нагрузки не более 50°C .

10-2. Принципиальные особенности основных типов пусковых схем

а) Блоки с барабанными котлами

Наиболее экономичный пуск блока — пуск на скользящих параметрах пара — сравнительно просто реализуется в блоках с барабанными котлами с естественной циркуляцией, поскольку они допускают снижение давления в котле практически до любого значения и поэтому не требуют больших усложнений схемы.

Для барабанных котлов скорость прогрева лимитируется разностью температур металла барабана. Длительность пуска котла, как правило, меньше длительности пуска турбины, поэтому время пуска блока в основном определяется скоростью пуска турбины.

При пуске блока с барабанным котлом со скользящими параметрами пара из холодного состояния давление и температура пара за котлом плавно повышаются в соответствии с допустимым темпом нарастания параметров и расхода пара по графику пуска турбины. В этом случае не требуется каких-либо специальных пусковых устройств.

При пуске блока из горячего состояния трудности состоят в том, что ввиду неодинаковой скорости охлаждения котла, турбины и паропроводов температуры их перед пуском различны и поэтому требуются специальные устройства для выравнивания температур. Как правило, быстрее всего остывает котел, несколько медленнее паропровод и еще медленнее турбина. В результате после останова блока на 4—10 часов температура пара перед турбиной в начале пуска блока всегда ниже, чем температура металла головной части турбины. Чтобы сократить время вывода котла на нужную температуру пара, принимают ряд специальных мер (герметизация котла во время стоянки блока как с паровой, так и с газовой стороны, периодическая подтопка котла для сохранения в нем давления и пр.).

Эффективным средством быстрого поднятия температуры пара за котлом во время пуска блока из горячего состояния является увеличение расхода рабочей среды через продувочные линии паропровода и пусковые редукционные установки, включенные в обвод турбины.

Наличие в котле промежуточного пароперегревателя влияет на режим пуска блока и в некоторой мере усложняет пусковую схему.

Наиболее простой пусковой схемой блока с барабанным котлом, имеющим промежуточный перегрев пара, является схема без охлаждения промежуточного пароперегревателя. Особенность этой схемы состоит в том, что в первый период пуска блока промежуточный пароперегреватель не охлаждается. При пусках блока из горячего состояния это затрудняет быстрый подъем температуры свежего пара и делает невозможным поднятие температуры пара после промежуточного перегрева до температуры металла части среднего давления турбины. Во время полиных сбросов нагрузки турбогенератора до холостого хода турбины или до уровня нагрузки механизмов собственных нужд блока промежуточный перегреватель котла также по существу остается без охлаждения. По этой причине данная схема может применяться только для блоков с такими котельными агрегатами, у которых промежуточный пароперегреватель расположен в зоне относительно невысоких температур газов

Для котлов, у которых промежуточный пароперегреватель расположен в зоне высоких температур газов (выше 850—900° С), требуется усложнение схемы дополнительными устройствами, обеспечивающими охлаждение промежуточного пароперегревателя при глубоких сбросах нагрузки. Наличие таких устройств позволяет располагать промежуточный пароперегреватель в радиационной части котельного агрегата, т. е. в зоне высоких температур газов, а также более быстро повышать температуру пара за котлом и регулировать температуру пара после промежуточного перегрева при пусках блока из горячего состояния.

Пусковая схема блока мощностью 150 Мвт с барабанным котлом типа ТП-90, с естественной циркуляцией, производительностью 500 т/ч, на параметры пара 140 атм 570/570° С, показанная на рис. 10-1, достаточно полно удовлетворяет изложенным выше требованиям.

Пуск блока из холодного состояния производится на скользящих параметрах пара при полностью открытых регулирующих клапанах турбины. Давление, температура и расход пара во время пуска блока изменяются от минимальных значений в начале пуска до номинальных в конце процесса нагружения блока.

Пуск блока из горячего состояния начинается при давлении, которое сохранилось в котле к началу пуска. При подаче пара на турбину разница температур между паром и металлом наиболее нагретых деталей головной части турбины не должна отличаться более чем на 50° С. Повышение температуры пара за котлом до необходимой по условиям пуска турбины производится при сбросе растопочного расхода пара в конденсатор через быстродействующие редуционно-охладительные установки БРОУ-1 и БРОУ-2.

Схема дает возможность сохранить блок в работе как при постепенном, так и при внезапном сбросе нагрузки турбогенератора до любой величины, вплоть до холостого хода турбины. При сбросе нагрузки с турбогенератора автоматическое устройство котла приводит в соответствие выработку пара котлом с потреблением его турбиной, но вследствие инерции котельного агрегата давление пара за котлом будет повышаться. При повышении давления пара за котлом на 5% выше номинального вступает в работу БРОУ-1 и сбрасывает избыточный пар из котла в трубопроводы промежуточного перегрева. БРОУ-2 автоматически обеспечивает перепуск пара (с дросселированием и охлаждением его) в конденсатор при повышении давления пара в системе промежуточного перегрева на 5% по сравнению с расчетным давлением перед частью среднего давления турбины при данной нагрузке. При нагрузках турбины от 30% до 0 давление перед ч. с. д. поддерживается постоянным, соответствующим нагрузке, равной 30% от номинальной.

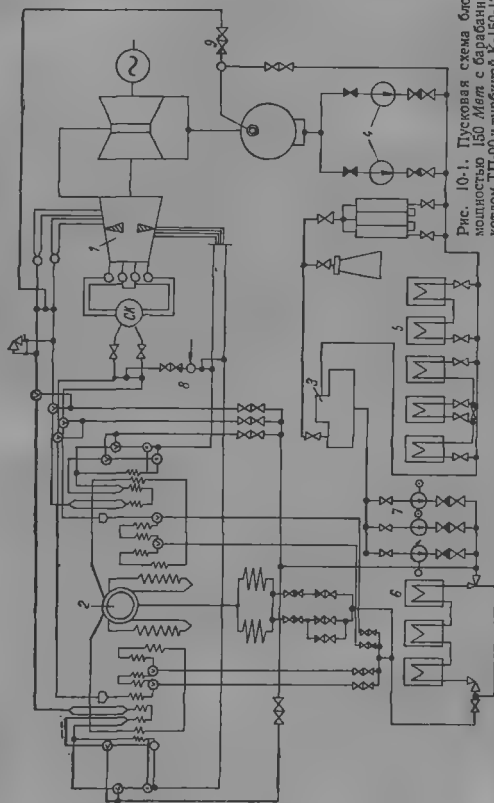


Рис. 10-1. Пусковая схема блока мощностью 150 Мвт с барабанным котлом ТП-90 и турбиной К-150-130.

1 — турбоагрегат типа К-150-130 на параметры пара 130 атм, 565/565° С; 2 — котлоагрегат типа ТП-90 пропускательностью 600 т/ч на 140 атм 570/570° С; 3 — деаэрактор 6 атм; 4 — конденсатор; 5 — питательные насосы; 6 — подогреватели низкого давления; 7 — подогреватели высокого давления; 8 — БРОУ-1; 9 — БРОУ-2.

После восстановления соответствия между выработкой пара котлом и потреблением его турбиной БРОУ-1 и БРОУ-2 закрываются.

Сбросные линии БРОУ-1 и БРОУ-2 рассчитаны на расход пара 125 т/ч. Схема обеспечивает работу блока также и в промывочном режиме. Промывка турбины осуществляется при нагрузках котла до 25% от номинальной и при давлении пара за котлом 40 атм.

б) Блоки с прямоточными котлами

Для блоков с прямоточными котлами возможности пуска на скользящих параметрах пара крайне ограничены вследствие особенностей гидродинамики прямоточных котлов. Изменение нагрузки вызывает в этих котлах существенное перераспределение давлений и температур по длине пароводяного тракта, вследствие чего перемещается переходная зона, что в свою очередь может привести к нарушению циркуляции в опускных участках труб.

Возможность пуска на пониженных давлениях особенно важна для блоков на закритические параметры пара при пуске из горячего состояния, когда температура металла головной части турбины близка к номинальной температуре пара, а дросселирование пара в регулирующих клапанах турбины приводит к возникновению большой разности температур между паром и металлом в элементах турбины.

На рис. 10-2 приведен график снижения температуры пара при его дросселировании от начальных параметров 130 атм, 565° С; 240 атм, 580° С и 240 атм, 565° С.

Из графика видно, что при дросселировании пара от параметров 240 атм, 580 и 565° С до давления 10—12 атм, что происходит в регулирующих клапанах турбины К-300-240 при холодном ходе, падение температуры пара составляет 95° С.

Поскольку устройство котла и схема блока не допускают снижения давления пара с сохранением номинальной его температуры за котлом, то возможности повторного пуска блока после внезапной его остановки ограничены.

Разработанные и применяемые в нашей стране пусковые схемы с прямоточными котлами можно разбить на две группы в зависимости от метода дросселирования пара при пуске блока:

- 1) с дросселированием пара в тракте котла;
- 2) с дросселированием пара за котлом.

К первой группе относится схема с встроенными в тракт котла пусковыми сепараторами, разработанная Московским отделением ЦКТИ совместно с Подольским машиностроительным заводом имени Орджоникидзе (ЗиО), а также схема с дроссельным клапаном в тракте котла и с выносными пусковыми сепараторами, предложенная ЦКТИ.

Принципиальная схема контура пароводяного тракта котла со встроенными сепараторами показана на рис. 10-3, а.

Особенностью этой схемы является дросселирование во время пуска блока всего потока в промежуточной части пароперегревателя до давления, необходимого для турбины, и подача дросселированного потока в сепаратор, где происходит разделение пара и воды. Затем пар из сепаратора направляется в выходную часть

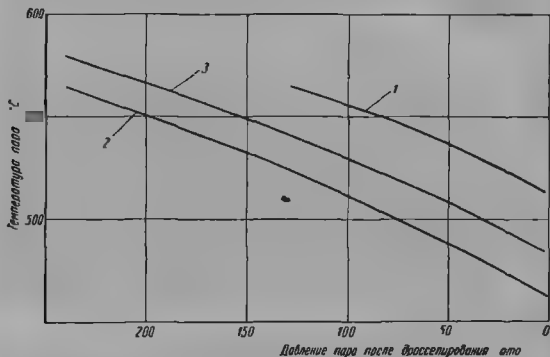


Рис. 10-2 График снижения температуры пара при дросселировании.

1 — начальные параметры пара: $p_0 = 130 \text{ атм}$, $t_0 = 566^\circ \text{C}$; 2 — $p_0 \leq 240 \text{ атм}$, $t_0 = 665^\circ \text{C}$; 3 — $p_0 = 240 \text{ атм}$, $t_0 \approx 680^\circ \text{C}$.

перегревателя, а вода сбрасывается в конденсатор, при этом частично ее тепло используется в деаэраторе.

Для осуществления такой схемы в промежуточной части перегревателя (перед ширмовой и конвективной частями его) устанавливаются запорные задвижки. Место установки задвижек соответствует сечению, где температура пара при номинальной нагрузке равна $450\text{--}480^\circ \text{C}$. Такая схема применяется для блоков с прямоточными котлами, изготавливаемыми ЗиО, на параметры пара 140 атм , 570°C с промежуточным перегревом до 570°C , производительностью 270 и 640 т/ч и для котлов на 255 атм , 585°C с промежуточным перегревом до 570°C , производительностью 950 т/ч .

На рис. 10-3, б показана схема контура котла с задвижкой и дроссельным клапаном в тракте.

В этой схеме в отличие от предыдущей нет встроенных сепараторов в тракте котла, а имеются только встроенные в промежуточной части перегревателя дроссельные клапаны. Часть среды

сбрасывается из тракта котла перед дроссельными клапанами через редукционно-охладительную установку (РОУ).

Во время пуска блока большая часть растопочного расхода среды из промежуточной части перегревателя сбрасывается через РОУ; через конечную часть перегревателя пропускается лишь небольшая часть дросселированного потока. Этим достигается быстрый подъем температуры пара за котлом при низких давлениях.

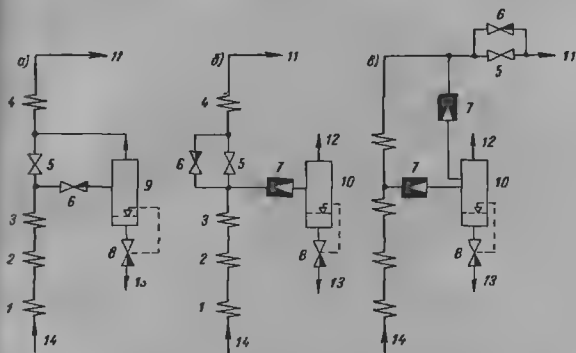


Рис. 10-3. Схемы контуров пароводяных трактов прямоточных котлов: а — со встроенными пусковыми сепараторами; б — со встроенной задвижкой и дроссельным клапаном; в — с пусковым сепаратором низкого давления, расположенным за котлом.

1 — экономайзерная часть котла; 2 — переходная зона; 3 — радиационная часть перегревателя; 4 — конвективная и ширмовая части перегревателя; 5 — задвижка, 6 — дроссельный клапан; 7 — РОУ; 8 — клапан регулятора уровня; 9 — встроенный пусковой сепаратор; 10 — выносной пусковой сепаратор; 11 — выход пара; 12 — сброс пара из сепаратора; 13 — сброс воды из сепаратора; 14 — вход питательной воды.

Ко второй группе относится схема с пусковым сепаратором низкого давления, разработанная ЦКТИ.

Особенностью схемы контура пароводяного тракта прямоточного котла с пусковым сепаратором низкого давления (рис. 10-3, в) является то, что дросселирование пара во время пуска блока осуществляется не в промежуточной части пароводяного тракта котельного агрегата, а за котлом. Кроме того, схема предусматривает отвод части растопочного расхода среды из промежуточной части перегревателя через РОУ в сепаратор низкого давления. Отвод среды из промежуточной части перегревателя сокращает время подготовки котла для подачи пара на турбину, снижает расход топлива на пуски блока и обеспечивает

удержание температуры пара за котлом при нестационарных и аварийных режимах

Ниже дается описание работы пусковых схем блоков обоих групп, которые нашли применение на блочных электростанциях Советского Союза.

10-3. Описание пусковых схем к блокам 300 Мвт

а) Схема блока 300 Мвт с котлом ПК-39 и турбиной К-300-240

Пусковая схема блока мощностью 300 Мвт с котлом ПК-39 и турбиной К-300-240 приведена на рис. 10-4. Для блока при-

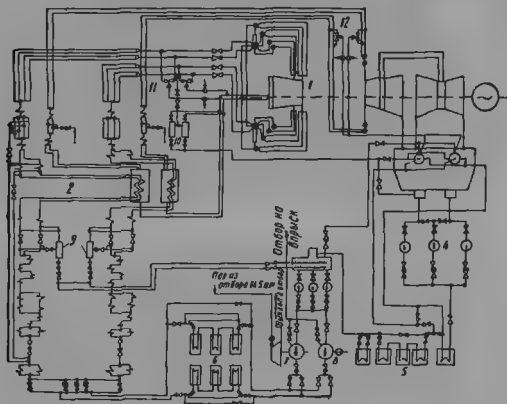


Рис. 10-4. Пусковая схема блока мощностью 300 Мвт с прямоточным котлом ПК-39 и турбиной К-300-240.

1 — турбоагрегат типа К-300-240 на параметры пара 240 атм, 580/565° С; 2 — котлоагрегат типа ПК-39 производительностью 960 т/ч на параметры пара 256 атм, 565/570° С; 3 — деаэратор 7 атм; 4 — конденсатные насосы; 5 — подогреватели низкого давления; 6 — подогреватели высокого давления; 7 — питательный турбонасос; 8 — пуско-резервный питательный электронасос; 9 — пусковой сепаратор; 10 — выносной сепаратор; 11 — БРОУ-1; 12 — БРОУ-2.

менена пусковая схема со встроенными в тракт котла пусковыми сепараторами. Двухкорпусный котельный агрегат в каждом корпусе имеет встроенные пусковые сепараторы, задвижки, встроенные в промежуточной части перегревателя, дроссельные клапаны, установленные перед сепараторами, и трубопроводы сброса воды в деаэраторы блока.

При пуске блок из холодного состояния весь растопочный расход питательной воды в количестве 30% от номинального проходит через начальный тракт котла (т. е. до запорных задвижек, встроенных в средней части перегревателя), направляется транзитом через сепаратор, из сепаратора поступает в конечную часть перегревателя и сбрасывается через редукционный клапан и сепаратор 10 в конденсатор турбины. Дроссельный клапан перед сепаратором 9 работает как регулятор «до себя» и поддерживает номинальное давление в тракте котла до задвижек. Включаются форсунки, и производится форсированный прогрев котла с целью быстрого вытеснения воды из пароперегревателя. По мере повышения теплосодержания воды перед дроссельным клапаном сепаратора 9 давление и температура среды за дроссельным клапаном постепенно повышаются. При получении за дроссельным клапаном пароводяной смеси со степенью сухости около 15—20% включается в работу сепаратор. Пар из сепаратора поступает в конечную часть пароперегревателя, а вода сбрасывается в деаэра-тор.

Промежуточный пароперегреватель в этом режиме охлаждается паром, выделенным в сепараторе. По достижении за котлом параметров пара 6—15 *атм* и температуры 160—220° С начинается пуск турбины. По мере нагружения турбины поднимаются давление и температура пара за котлом. Турбина работает при полностью открытых регулирующих клапанах.

При нагрузке турбины 30% от номинальной открываются задвижки в тракте котла и давление перед турбиной повышается до номинального. С этого момента котел работает по обычной прямоточной схеме. Далее параметры и производительность котла возрастают в соответствии с графиком пуска турбины.

В зависимости от времени простоя блока и способа его останова возможен пуск блока при горячем состоянии котла и турбины или при холодном состоянии котла и частично остывшей турбине.

При непродолжительном простое, если блок остановлен в горячий резерв, котел и турбина остывают незначительно. В этом случае, во избежание получения недопустимой разности температур между паром и металлом турбины, пуск блока производится при пониженном давлении пара за котлом и номинальной температуре.

Задвижки, встроенные в промежуточной части перегревателя, закрываются, регулирование дроссельных клапанов перед встроенными сепараторами включается на поддержание давления в тракте котла перед сепараторами около 235 *атм*. Через оба корпуса котла подается 30% номинального расхода питательной воды, и одновременно включаются мазутные форсунки для того, чтобы получить температуру пара на выходе из котла примерно на уровне температуры металла выходных камер котла.

Вырабатываемый котлом пар через БРОУ-1 и БРОУ-2 сбрасывается в конденсатор до тех пор, пока его температура не достигнет температуры металла головной части турбины. При достижении необходимой по состоянию турбины температуры свежего пара и пара после промежуточного перегрева открываются стопорные и регулирующие клапаны и пар направляется в турбину. Пуск турбины до нагрузки 30% от номинальной осуществляется при давлении пара перед регулирующими клапанами ч. в. д. турбины 160 *ата* и перед регулирующими клапанами после промежуточного перегрева 11,5 *ата*.

По мере нагружения турбины расход пара через БРОУ-1 и БРОУ-2 уменьшается, и при нагрузке турбины 30% от номинальной, когда весь расход пара, равный растопочной нагрузке котла, поступает в турбину, БРОУ-1 и БРОУ-2 закрываются. Затем открываются задвижки, встроенные в тракте перегревателя, и давление пара перед турбиной повышается до номинального.

Далее при работе котла по прямоточной схеме увеличивается нагрузка в соответствии с графиком пуска и нагружения турбины.

В случае, если в котле, остановленном в горячий резерв, падают давление и температура пара, целесообразно производить периодическую подтопку котла для поддержания необходимых параметров пара с целью ускорения последующего пуска блока из горячего состояния.

б) Схема блока 300 *Мвт* с котлом ТПП-110 и турбиной К-300-240

Пусковая схема блока мощностью 300 *Мвт* с котлом ТПП-110 и турбиной К-300-240 приведена на рис. 10-5. Особенностью схемы является наличие двух обводных систем, обеспечивающих пуск блока из холодного, горячего и различной степени неостывшего состояния оборудования, нормальную эксплуатацию блока в широком диапазоне нагрузок, плановые и внезапные остановки блока, сбросы нагрузки вплоть до холостого хода с последующей работой на холостом ходу в течение 10—15 минут, а также промывку котла и турбины.

Первая обводная система пусковая, состоит из РОУ-1, РОУ-2, РОУ-2а, сепараторов С-1, С-2 и применяется во время пусков блока из холодного, горячего и промежуточных температурных состояний оборудования. Вторая система сбросная и состоит из БРОУ-1 и БРОУ-2. Эта система используется также для перепуска (с дросселированием и охлаждением) пара во время сбросов нагрузки и при повторных пусках блока из горячего состояния после внезапного его останова.

Котел ТПП-110 выполнен двухкорпусным с несимметричным расположением поверхностей нагрева в корпусах: первичный перегреватель — в первом корпусе котла, вторичный — во вто-

ром корпусе. Ввиду такой компоновки перегревателей пуск блока производится только при последовательной растопке корпусов котла.

При пуске блока из холодного состояния через первый корпус котла пропускается расход воды, равный 15% от номинального для комплектного котельного агрегата (т. е. 30% от расчетного расхода для данного корпуса). Циркуляция осуществляется по контуру: деаэратор, питательный насос, узел питания первого

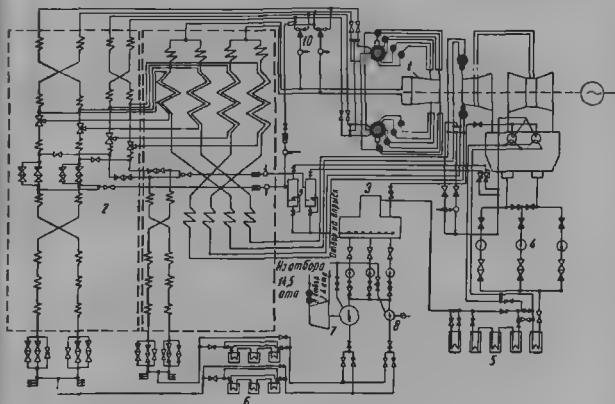


Рис. 10-5 Пусковая схема блока мощностью 300 Мвт с прямоточным котлом ТПП-110 к турбине К-300-240.

1 — турбоагрегат типа К-300-240 на параметры пара 240 атм, 580/565° С; 2 — котлоагрегат типа ТПП 110 производительностью 950 т/ч на параметры пара 265 атм, 585/570° С; 3 — деаэратор 7 атм; 4 — конденсатные насосы; 5 — подогреватели низкого давления, 6 — подогреватели высокого давления, 7 — питательный турбонасос; 8 — пуско-резервный питательный электронасос; 9 — пусковые сепараторы, 10 — БРОУ-1; 11 — БРОУ-2.

корпуса котла, экономайзер и радиационные поверхности нагрева первого корпуса (по двум параллельным трактам) до верхней радиационной части, далее по четырем параллельным трактам пароперегревателя, через выходные камеры котла, РОУ-1, сепаратор С-1 и деаэратор.

При достижении за котлом температуры пара 425° С в сепаратор поступает сухой насыщенный пар, клапан регулятора уровня в сепараторе закрывается и пар проходит сепаратор транзитом. При дальнейшем повышении температуры пара за котлом включается впрыск РОУ-1 для поддержания температуры пара перед

сепаратором 220° С. При достижении за котлом температуры пара 400—410° С прогреваются трубопроводы свежего пара и трубопроводы промежуточного перегрева, а при температуре 430° С и давлении 255 *ата* (что соответствует теплосодержанию 680 *ккал/кг*) пар может быть подан в турбину. Пар, выходящий из части высокого давления турбины, догревается до необходимой температуры в газопаропаровом теплообменнике, встроенном в тракт вторичного пароперегревателя второго корпуса котла.

Время начала растопки второго корпуса котла выбирается с таким расчетом, чтобы к моменту принятия турбиной нагрузки, соответствующей расходу пара 15% от номинального (растопочный расход первого корпуса), температура пара за верхней радиационной частью (ВРЧ) второго корпуса была равна температуре пара за ВРЧ первого корпуса.

Операции по растопке второго корпуса котла аналогичны операциям по растопке первого корпуса, при этом циркуляция среды по растопочному контуру осуществляется через РОУ-2 и сепаратор С-2.

Подключение второго корпуса котла к первому производится постепенным и одновременным открытием задвижек между ВРЧ второго корпуса и двумя трактами первичного перегревателя, расположенного в первом корпусе. Затем закрываются задвижки между трактами перегревателя за ВРЧ и закрывается РОУ-2.

Группа питательных насосов во время пуска блока работает в следующем порядке: до нагрузки турбины 50% от номинальной в работе находится пуско-резервный питательный насос, в это время подготавливается к включению основной насос с турбоприводом и после подключения основного насоса отключается пуско-резервный.

Способ планового останова блока выбирается в зависимости от предполагаемой длительности его стоянки.

Останов блока на длительное время производится с постепенным охлаждением котла и турбины. Снижение нагрузки блока до 30% от номинальной осуществляется путем снижения производительности котла и прикрытия регулирующих клапанов турбины при номинальных параметрах свежего пара. Температура пара после промежуточного перегрева при этом уменьшается на 30—50° С по сравнению с номинальной. Затем включаются регуляторы давления и с помощью дроссельных клапанов, встроенных в промежуточной части пароперегревателей, поддерживается давление «до себя» 260 *ата*; при этом включаются в работу БРОУ-1 (для поддержания давления пара за котлом 160 *ата*) и БРОУ-2 и снижается температура пара за котлом до 540° С. Этими операциями исключается появление чрезмерной разности температур между паром и металлом турбины.

При дальнейшем разгрузке турбогенератора температура за котлом постепенно снижается до 480° С. Останов котла после

отключения турбины, если предполагается проведение ремонтных работ по поверхностям нагрева, производится при дальнейшем его охлаждении с помощью вентиляторов и дымососов.

Останов блока на непродолжительное время (не свыше 30—32 часов) для сохранения возможности быстрого пуска осуществляется без охлаждения котла и турбины. До снижения нагрузки до 30% от номинальной сохраняются номинальные параметры свежего пара. Затем останов турбины производится со сбросом всей оставшейся нагрузки без перевода на давление пара за котлом 160 *ата*.

Способ пуска блока из неостывшего состояния выбирается в зависимости от температурного состояния котла, турбопроводов и турбины. При пуске блока из горячего состояния (после останова на несколько часов) вследствие неодинаковой скорости остывания котла, трубопроводов и турбины требуется выравнивание температур между паром и металлом камер котла, трубопроводов и турбины.

Эффективным средством быстрого поднятия температуры пара за котлом является сброс части растопочного расхода пара через редукционную установку РОУ-2 из промежуточной части перегревателя. Через конечную часть перегревателя проходит такая часть растопочного расхода пара, что в выходные камеры котла и трубопроводы поступает пар с температурой, мало отличающейся от температуры металла выходных камер и трубопроводов. Пока температура пара за котлом не будет поднята до величины, при которой он может быть подан в турбину, весь пар, выдаваемый котлом, сбрасывается через пусковую редукционную установку РОУ-1 в сепаратор С-1 и далее в конденсатор. Часть этого пара используется на подогрев питательной воды в деаэраторе и в ПНД-4.

Если блок простоял непродолжительное время и температура металла турбины выше температуры пара, которую можно получить после дросселирования от номинального давления при номинальной температуре пара за котлом до давления, которое установится за регулирующими клапанами при пуске турбины, то пуск блока производится при давлении пара за котлом 160 *ата* и номинальной температуре. Этим достигается уменьшение снижения температуры пара при его дросселировании в регулирующих клапанах во время пуска турбины. На номинальное давление пара за котлом блок переводится при нагрузке турбины 30% от номинальной.

При пуске блока из холодного состояния котла при неполностью остывшей турбине выходные камеры котла и трубопроводы обычно имеют достаточно высокую температуру и подача воды в них недопустима. Пуск котла в этом случае в первый момент растопки осуществляется без подачи пара в конечную часть перегревателя при закрытых задвижках в промежуточной части

перегревателя (за ВРЧ) и со сбросом всего растопочного расхода через РОУ-2. Затем по мере роста температуры среды с помощью обводных дроссельных клапанов этих задвижек постепенно увеличивается пропуск среды в конечную часть перегревателя в таком количестве, чтобы в выходные камеры и трубопроводы поступал насыщенный или перегретый пар. Пар после котла сбрасывается через БРОУ-1 в промежуточный перегреватель и далее через БРОУ-2 в конденсатор турбины. При малых пропусках пара в конечную часть перегревателя в ней устанавливается соответственно низкое давление, и поэтому уже при низких температурах среды в конечную часть перегревателя, выходные камеры и трубопроводы поступает пар с температурой, безопасной для толстостенных элементов.

По мере роста тепловой нагрузки котла температура среды за ВРЧ повышается. Когда за ВРЧ температура среды поднимается до $300-350^{\circ}\text{C}$, задвижки за ВРЧ открываются и дальнейшее регулирование температуры пара за котлом осуществляется регулированием сброса части растопочного расхода через РОУ-2. Дальнейший подъем температуры пара за котлом до величины, необходимой для турбины, пуск и нагружение турбины производятся так же, как при пуске блока из горячего состояния при горячем котле и турбине.

10-4. Работа блоков при переменных режимах и внезапных сбросах нагрузки

Предъявляемые к блокам требования предусматривают удержание блока в работе как при постепенных, так и при внезапных сбросах нагрузки с турбогенератора до любой величины, включая холостой ход турбины.

Современные котельные агрегаты приспособлены к сохранению номинальных параметров пара при изменении производительности в широком диапазоне. Минимальная производительность прямоточных котельных агрегатов составляет 30% от номинальной. В диапазоне изменения нагрузок от 100 до 30% производительность прямоточных котлов может изменяться в соответствии с потреблением пара турбиной при неизменной номинальной температуре пара за котлом и снижении температуры пара за промежуточным перегревателем на $30-50^{\circ}\text{C}$ ниже номинальной. Для барабанных котлов минимальная производительность при условии сохранения номинальной температуры пара также составляет 25—30% от номинальной.

Для удержания блока в работе при сбросах нагрузки турбогенератора применяются быстродействующие редуциционно-охлаждающие устройства, через которые пар, не потребляемый турбиной, отводится в конденсатор.

Вопрос о применении схемы сбросных устройств с охлаждением промежуточного пароперегревателя (двухступенчатое байпасирование) или схемы без его охлаждения (одноступенчатое байпасирование), а также вопрос о быстродействии этих устройств решаются в зависимости от задач, выполняемых БРОУ, и от конструкции котельного агрегата.

Основное назначение БРОУ в схемах с двухступенчатым байпасированием — обеспечение необходимого охлаждения промежуточного перегревателя котла при сбросах нагрузки с турбогенератора, когда расход пара, поступающий на промежуточный перегрев от турбины, недостаточен для охлаждения этого перегревателя. Наряду с этим решается задача предотвращения при глубоких сбросах нагрузки повышения давления пара за котлом до величины, приводящей к срабатыванию предохранительных клапанов. Кроме того, в некоторых схемах подача пара через БРОУ используется во время пусков для охлаждения промежуточного перегревателя в течение тех периодов времени, когда еще нет расхода пара через турбину или этот расход недостаточен.

В схемах с одноступенчатым байпасированием БРОУ только уменьшают рост давления пара за котлом при глубоких сбросах нагрузки, а в схемах со встроенными растопочными сепараторами обеспечивают также растопочный расход пара через котел во время пуска блока, когда турбина потребляет количество пара, меньшее растопочной производительности котельного агрегата. Эта схема может применяться для блоков, у которых конструкция котельного агрегата допускает его работу без охлаждения промежуточного перегревателя или с охлаждением этого перегревателя минимальным количеством пара, а именно — расходом пара при холостом ходе турбины.

В блоках мощностью по 300 Мвт с котлами ПК-39 (см. рис. 10-4) и ТПП-110 (см. рис. 10-5) применена схема с последовательным дросселированием свежего пара. Свежий пар, не потребляемый турбиной, дросселируется и охлаждается в БРОУ-1 до параметров за частью высокого давления турбины и поступает на охлаждение промежуточного перегревателя. После промежуточного перегревателя пар дросселируется, охлаждается в БРОУ-2 и сбрасывается в конденсатор турбины.

В блоке 300 Мвт с котлом ПК-41 и турбиной К-300-240 (рис. 10-6) использована схема с одноступенчатым дросселированием и охлаждением свежего пара в БРОУ и со сбросом этого пара в конденсатор помимо промперегревателя. Пропускная способность сбросных устройств БРОУ выбирается равной растопочному расходу котельного агрегата (30% от номинальной производительности котла).

При сбросах нагрузки с турбогенератора при повышении давления пара за котлом и перед промперегревом вступают в работу БРОУ и сбрасывают пар, не потребляемый турбиной, в кон-

денсатор. При сбросах нагрузки до любой величины, превышающей 30% от номинальной, после восстановления соответствия между выработкой пара котлом и потреблением его турбиной БРОУ закрываются.

Если оставшаяся после сброса нагрузка составляет меньше 30% от номинальной (в частности, вплоть до холостого хода), для обеспечения надежной гидродинамики котельный агрегат

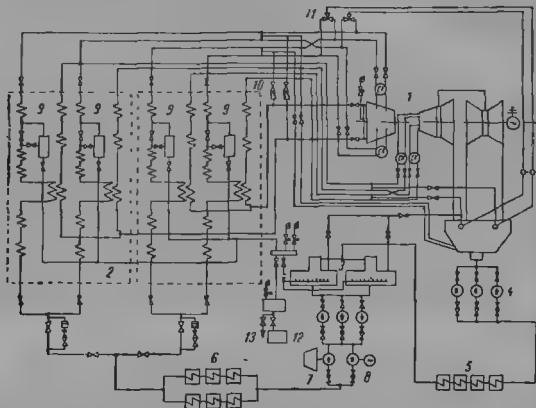


Рис. 10-6. Пусковая схема блока мощностью 300 Мвт с прямоточным котлом ПК-41 и турбиной К-300-240.

1 — турбоагрегат типа К-300-240 на параметры пара 240 *атм*, 580/565° С; 2 — котлоагрегат типа ПК-41 производительностью 950 т/ч на параметры пара 255 *атм*, 585/570° С; 3 — деаэрактор 7 *атм*; 4 — конденсатные насосы; 5 — подогреватели низкого давления; 6 — подогреватели высокого давления; 7 — питательный турбонасос; 8 — пуско-резервный питательный электронасос; 9 — пусковой сепаратор; 10 — РОУ; 11 — БРОУ; 12 — бак запасного конденсата; 13 — сбросной канал циркуляционной воды.

переводится на рвстопочную нагрузку. Разность между колнчествами пара, вырабатываемого котлом и потребляемого турбиной, сбрасывается через БРОУ в конденсатор. Кроме того, схемы блоков на параметры перед турбиной 240 *атм*, 580° С для предотвращения чрезмерной разности температур между паром и металлом турбины (вследствие дросселирования пара в регулирующих клапанах) предусматривают возможность перевода блока на давление пара за котлом 160 *атм* при сохранении номинальной температуры. Перевод блока с котлом ТПП-110 с давления пара за котлом 255 *атм* на 160 *атм* осуществляется автоматически, с помощью дроссельных клапанов, встроенных в промежуточной части пароперегревателя.

Перевод блоков с котлами ПК-39 и ПК-41, имеющих встроенные сепараторы, на давление за котлом 160 атм производится путем автоматического закрытия задвижек, встроенных в тракт котла, и дросселирования пара в дроссельных клапанах перед сепараторами. Сепараторы в этих режимах работают как проходные элементы.

10-5. Сравнительная экономичность пусковых схем

В настоящее время испытания по определению реальной экономичности различных пусковых схем блоков еще недостаточно. Поэтому представляет интерес сопоставление их расчетной экономичности.

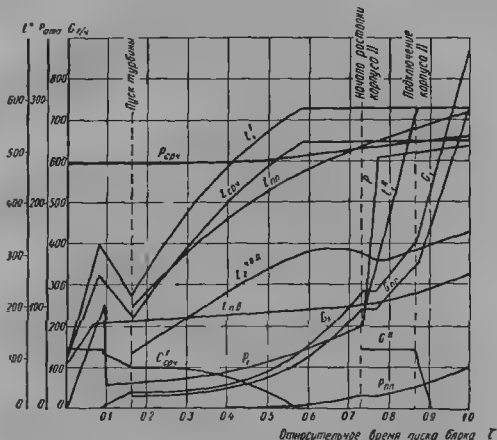


Рис. 10-7. График пуска блока 300 Мвт с котлом ПК-39 и турбиной К-300-240 из холодного состояния.

Обозначения: t_I^I — температура среды за первым корпусом котла; t_I^{II} — температура среды за вторым корпусом котла; $t_{CPЧ}$ — температура среды за сепаратором радиационной частью (СРЧ); $t_{п.в}$ — температура питательной воды; $t_{пн}$ — температура пара после промежуточного перегрева; $t_{2.в.д}$ — температура пара перед промежуточным перегревом; p_1 — давление среды за котлом; $p_{CPЧ}$ — давление среды за СРЧ; $p_{пн}$ — давление пара перед промежуточным перегревом; G_1 — производительность котла; $G_{пн}$ — расход пара через промежуточный перегреватель котла; $G_{CPЧ}^I$ — сброс среды после сепаратора первого корпуса котла; $G_{пн}^{II}$ — сброс среды через БРОУ второго корпуса котла.

На рис. 10-7 показан график пуска блока 300 *Мвт* с турбиной К-300-240 и котлом ПК-39, имеющим пусковые сепараторы, встроенные в промежуточной части пароперегревателя, а на рис. 10-8 — график пуска блока с этой же турбиной и котлом ТПП-110, имеющим пусковые сепараторы за котлом. Графики пуска блоков составлены на основании предварительного (построен-

Рис. 10 8. График пуска блока 300 Мвт с котлом ТП-110 и турбиной К-300-240 из холодного состояния.

ного в относительных единицах времени пуска) графика пуска турбины К-300-240 из холодного состояния.

В табл. 10-1 приведены результаты расчетов расхода тепла на пуск блока с турбиной К-300-240 и котлами ПК-39 и ТПП-110 по различным схемам.

Таблица 10-1

Расчетные расходы тепла на пуск блока с турбиной К-300-240 из холодного

Наименование величин	С котлом ТПП-110		С котлом ПК-39	
	по основной схеме	со сбросом части расхода из промежуточной части перегревателя в сепаратор	при последовательной растопке корпусов котла	при одновременной растопке корпусов котла
Расход тепла на пуск блока, $\text{ккал} \cdot 10^6$	1979	1891	1598	1866
Расход топлива на пуск блока, т у. т.	283	270	228	266
Расход тепла на пуск блока, отнесенный к расходу тепла при работе блока за период пуска при номинальной нагрузке, %	34,2	32,65	27,6	32,2

Из таблицы следует, что наиболее экономичной является пусковая схема с симметричными корпусами котла и встроенными сепараторами. Экономичность этой схемы с однокорпусным котлом уменьшается и практически становится равной экономичности схемы с выносными сепараторами.

Следует отметить, что схема пуска блока с дросселированием среды в тракте котла и со сбросом большей части растопочного расхода из промежуточной части пароперегревателя по своей экономичности равноценна схеме со встроенными пусковыми сепараторами, так как величина сброса из промежуточной части пароперегревателя при пуске по первой схеме равна величине сброса среды из сепаратора в деаэратор при пуске по второй схеме.

При пуске блока из горячего состояния разница в экономичности пусковых схем тем меньше, чем более высокие температуры имеет оборудование блока перед пуском, и зависит от величины необходимого пропуска пара через конечную часть перегревателя для надежного его охлаждения во время растопки котла.

СТОИМОСТНЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ СИСТЕМ ВОДОСНАБЖЕНИЯ

При сопоставлении показателей электростанций с различными типами турбоагрегатов, отличающихся числом выхлопов, а следовательно, и размерами конденсационных устройств и расходами охлаждающей воды, необходимо оценить влияние изменения расхода охлаждающей воды на удельные затраты по электростанции в целом.

Какие-либо укрупненные стоимостные показатели комплектных систем технического водоснабжения различной мощности в этом случае не применимы, поскольку они обычно приводятся для систем водоснабжения различной тепловой мощности, но с одинаковой кратностью охлаждения. При выборе же оптимальной кратности охлаждения для турбоустановок различных типов, но одинаковой мощности, переменной является именно кратность охлаждения при практически одинаковом количестве тепла, сбрасываемого в конденсатор.

Суммарные расчетные затраты, связанные с системой технического водоснабжения $Z_{т.в.}$, учитывают единовременные затраты на систему технического водоснабжения $K_{т.в.}$, а также различные затраты, обусловленные работой циркуляционных насосов Z_n :

$$Z_{т.в.} = K_{т.в.} \left(\frac{1}{\theta} + n \right) + Z_n. \quad (\text{П-1})$$

Делением выражения (П-1) на величину $\left(\frac{1}{\theta} + n \right)$ можно привести расчетные затраты к эквивалентным единовременным затратам (которые часто удобнее вводить в расчеты):

$$K_{т.в.}^{\text{экв}} = K_{т.в.} + K_n^{\text{экв}}. \quad (\text{П-2})$$

$$K_{т.в.}^{\text{экв}} = \frac{Z_{т.в.}}{\frac{1}{\theta} + n} \quad (\text{П-3})$$

$$K_n^{\text{экв}} = \frac{Z_n}{\frac{1}{\theta} + n}. \quad (\text{П-4})$$

Количественное изменение эквивалентных затрат на техническое водоснабжение с изменением расхода охлаждающей воды G_v м³/ч может быть определено дифференцированием выражения (П-2) по расходу воды G_v :

$$\frac{dK_{т.в.}^{\text{экв}}}{dG_v} = \frac{dK_{т.в.}}{dG_v} + \frac{dK_n^{\text{экв}}}{dG_v}. \quad (\text{П-5})$$

Ниже оба слагаемых правой части выражений (П-2) и (П-5) рассматриваются отдельно.

Затраты на систему водоснабжения. Эти затраты ($K_{т. в}$) включают как затраты, не зависящие от расхода охлаждающей воды K_0 , так и затраты, зависящие от него, K_B . Последние состоят из вложений в подводящие и отводящие каналы, насосную станцию и напорные водоводы пристанционный узла.

Согласно проектным данным, слагаемое K_B можно считать приблизительно пропорциональным расходу охлаждающей воды в степени 0,6:

$$K_{т. в} = K_0 + aG_B^{0,6}. \quad (\text{П-6})$$

Дифференцирование выражения (П-6) по расходу охлаждающей воды G_B позволяет получить величину удельной стоимости дополнительного расхода охлаждающей воды

$$K_{д. в}^{уд} = \frac{dK_{т. в}}{dG_B} = 0,6 \frac{K_B}{G_B}. \quad (\text{П-7})$$

В главе пятой приведены проектные сметные показатели стоимости сооружений технического водоснабжения для ряда мощных конденсационных электростанций с различными системами водоснабжения. Этими данными охвачены 19 электростанций мощностью от 1000 до 2400 Мет, намеченных к вводу в течение ближайших 5—10 лет. Суммарная мощность этих электростанций свыше 30 млн. кетт.

Из табл. 5-1 видно, что стоимость элементов системы водоснабжения, характеристики которых зависят от расхода охлаждающей воды, отнесенная к единице этого расхода, колеблется в пределах от 6—9 до 25—28 руб·ч/м³. Вместе с тем около 80% всех объектов имеют этот показатель в пределах 8—20 руб·ч/м³. Таким образом, в среднем

$$\frac{K_B}{G_B} = 8 \div 20 \text{ руб. ч/м}^3.$$

Отсюда величина удельной стоимости дополнительного расхода, согласно (П-7), равна

$$K_{д. в}^{уд} = 5 \div 12 \text{ руб. ч/м}^3.$$

Затраты, связанные с работой циркуляционных насосов. Эквивалентные затраты, обусловленные работой циркуляционных насосов, учитывают стоимость потребляемой этими насосами энергии, компенсацию в энергосистеме потребляемой мощности, а также единовременные вложения в топливобывающую промышленность и транспорт топлива в размере, соответствующем расходу энергии на циркуляционные насосы

$$K_{н}^{экв} = \frac{N_n}{\eta_{э} \left(\frac{1}{\Theta} + n \right)} \left[C_{э} h_n 10^{-2} + \frac{K_{зам} + b K_{т. д} h_n 10^{-3}}{\Theta} \right], \quad (\text{П-8})$$

где N_n — мощность циркуляционных насосов,

$\eta_{э}$ — к. п. д. электродвигателей;

$C_{э}$ — стоимость потребляемой электроэнергии;

h_n — число часов использования циркуляционных насосов;

$K_{зам}$ — стоимость единицы замещающей мощности в энергосистеме;

b — удельный расход топлива, кг/кетт·ч;

$K_{т. д}$ — удельные вложения в топливобывающую промышленность и транспорт на 1 т у. т./год.

Мощность циркуляционных насосов находится по формуле

$$N_n = \frac{G_B 10^3 (h_{тд} + h_m + h_{вн})}{3600 \cdot 102 \eta_n}. \quad (\text{П-9})$$

Здесь $h_{тр}$, h_m и $h_{вн}$ — соответственно сопротивления трения в конденсаторных трубах, местные сопротивления в конденсаторе и внешние сопротивления св-

При определении величины $\frac{dN_n}{dG_B}$, входящей в (П-5), следует учесть изменение необходимой длины конденсаторных труб n , следовательно, их сопротивления с изменением расхода воды G_B .

Сопротивление трения и длина труб вычисляются по следующим выраже-

$$h_{тр} = al; \quad l = \frac{H_K}{z\pi d_n}, \quad (\text{П-10})$$

где a — коэффициент пропорциональности, $a = \frac{\lambda}{d} \cdot \frac{w_B^2}{2g}$;

H_K — поверхность конденсатора;

z — число параллельно включенных труб,

d_n — наружный диаметр труб.

Число параллельно включенных труб определяется расходом воды и ее скоростью w_B (скорость воды предполагается оптимальной и поэтому не зависит от расхода):

$$z = \frac{4G_B}{3600\pi d_B^2 w_B}, \quad (\text{П-11})$$

где d_B — внутренний диаметр труб. Отсюда получаем окончательные выражения для длины труб

$$l = \frac{H_K}{G_B} \cdot \frac{d_B^2}{4} w_B \cdot 3600 \quad (\text{П-12})$$

и сопротивления трения

$$h_{тр} = \frac{H_K}{G_B}, \quad (\text{П-13})$$

где

$$C = \frac{3600ad_B^2 w_B}{4d_n} = 900\lambda \frac{G_B^3}{2g} \cdot \frac{d_B}{d_n}.$$

При заданных диаметрах труб и скорости воды коэффициент C является величиной постоянной. При обычных условиях $w = 1,9$ м/сек, $d_n = 0,028$ м, $C = 10$ м³/сек.

Развернутое выражение для мощности циркуляционных насосов в связи с этим приобретает вид

$$N_n = \frac{10^3}{3600 \cdot 102\eta_n} [CH_K + G_B(h_m + h_{вн})]. \quad (\text{П-14})$$

При дифференцировании по G_B получаем

$$\frac{dN_n}{dG_B} = \frac{10^3}{3600 \cdot 102\eta_n} \left(C \cdot \frac{dH_K}{dG_B} + h_m + h_{вн} \right). \quad (\text{П-15})$$

При оптимальных соотношениях H_K и G_B , как показано в главе пятой [см. формулу (5-35)], но с учетом, что $\left(\frac{G_B}{H_K} \right)_{\text{опт}} = m_{\text{опт}} d_K^{\text{опт}}$ $H_K = (0,46 \div 0,56) G_B$.

т. е. $\frac{dH_K}{dG_B} = 0,45 \div 0,56$, или $C \frac{dH_K}{dG_B} = 4,5 \div 5,5$ м.

В соответствии с этим приращение удельных эквивалентных затрат, связанных с работой циркуляционных насосов, при элементарном приращении расхода охлаждающей воды составит

$$\frac{dK_n^{\text{экв}}}{dG_B} = \frac{K_n^{\text{экв}} \left(C \frac{dH_K}{dG_B} + h_m + h_{\text{вн}} \right) \cdot 10^3}{N_n 3600 \cdot 102 \eta_{\text{II}}} \quad (\text{П-16})$$

Здесь слагаемое $C \frac{dH_K}{dG_B}$ имеет указанную выше величину. Отношение $\frac{K_n^{\text{экв}}}{N_n}$ может быть определено из выражения (П-8). Прп стоимости электроэнергии 0,2—0,3 коп/квт·ч, величине удельных затрат на топливдобычу $K_{\text{т.д}} = 5 \div 20$ руб/т в. т., стоимости замещающей мощности $K_{\text{зам}} = 50$ руб/квт и числе часов использования $h_n = 7000$ ч/год значение этого отношения находится в пределах 120—190 руб/квт.

Если принять сумму сопротивлений $h_m + h_{\text{вн}} = 4 \div 8$ м, то $\frac{dK_n^{\text{экв}}}{dG_B} = 3,3 \div 8,3$ руб·ч/м³.

Учитывая, что

$$\frac{dK_{\text{т.н}}^{\text{экв}}}{dG_B} = K_{\text{д.в}}^{\text{уд}} \cdot \frac{dK_n^{\text{экв}}}{dG_B},$$

а также приведенные выше средние значения для $K_{\text{д.в}}^{\text{уд}}$, получим

$$C_B = \frac{dK_{\text{т.н}}^{\text{экв}}}{dG_B} = 8 \div 20 \text{ руб. ч/м}^3.$$

Эта величина и характеризует искомое изменение эквивалентных затрат при элементарном изменении расхода охлаждающей воды и учитывается в расчетах.

ПРИЛОЖЕНИЕ II

ВЛИЯНИЕ ЕДИНИЧНОЙ МОЩНОСТИ И ТИПА ТУРБОАГРЕГАТА НА ТЕХНИКО-ЭКОНОМИЧЕСКИЕ ПОКАЗАТЕЛИ ТУРБОУСТАНОВКИ

В табл. П-1 и П-2 для ряда вариантов турбогенераторов, различающихся уровнем единичной мощности и конструктивным выполнением ч. н. д., приведены оптимальные величины конечного давления пара и характеристик конденсационного устройства, а также сравнительные показатели тепловой экономичности турбоустановки и удельной стоимости основных ее элементов. Указанные в табл. П-1 и П-2 величины определены для турбоагрегатов на 240 атм, 580/565° С применительно к следующим исходным условиям: расчетная стоимость топлива $c_T^p = 10$ руб/т у. т., среднегодовая температура охлаждающей воды $t_n = 12$ и 15° С, расчетная стоимость единицы дополнительного расхода охлаждающей воды $C_n = 10$ руб·ч/м³ и удельная стоимость поверхности конденсаторных трубок $C_n = 18$ руб/м². Данные табл. П-1 относятся к турбинам с последней лопаткой длиной 960 мм и основываются на проектных показателях ЛМЗ, а данные табл. П-2 — к турбоагрегатам с последней лопаткой длиной 1050 мм (в соответствии с проектной практикой ХТГЗ).

Из данных табл. П-1 и П-2, в частности, следует, что при укрупнении одно-вальных турбоагрегатов удельная их стоимость снижается пропорционально увеличению единичной мощности в степени примерно 0,75. Для двухвальных турбогенераторов аналогичный показатель составляет приблизительно 0,80. Вместе с тем переход от одновального турбоагрегата с 4 выхлопами к двухваль-

Технико-экономические показатели турбо

Характеристики	Среднегодовая температура							
	12							
	Мощность							
	300	400		500		600		
Число выхлопов в ч и д турбины	3	3	4	6	4	6	4	6
Удельная нагрузка выходного сечения турбины, $\text{т/м}^2\cdot\text{ч}$	25,5	34,0	25,5	17,0	32,0	21,3	38,2	25,5
Оптимальное давление в конденсаторе, атм	0,0335	0,0395	0,0335	0,0275	0,0380	0,0305	0,0425	0,0335
Относительное изменение экономичности турбоустановки по сравнению с вариантом $N=300 \text{ Мвт}$ ($t_{\text{в}}=12^\circ\text{C}$) в результате изменения вакуума и удельной нагрузки выхлопа, %	—	-1,62	—	1,64	-1,36	0,54	-2,18	—
То же в результате укрупнения турбоагрегата, %	—	0,50	0,50	0,50	0,75	0,75	0,85	0,85
Суммарное изменение экономичности по сравнению с вариантом $N=300 \text{ Мвт}$ ($t_{\text{в}}=12^\circ\text{C}$), %	—	-1,12	0,50	2,14	-0,51	1,39	-1,33	0,85
Оптимальная кратность охлаждения	56,8	47,2	58,8	75,5	48,0	64,5	43,8	56,8
Оптимальная удельная паровая нагрузка конденсатора, $\text{кг/м}^2\cdot\text{ч}$	32,9	39,5	32,9	24,7	38,1	28,9	42,6	32,9
Оптимальная выходная потеря, ккал/кг	9,2	11,7	9,2	6,1	11,2	7,6	12,7	9,2
Удельная стоимость турбины, руб/квт	2,83	2,12	2,50	3,25	2,00	2,60	1,84	2,60
Удельная стоимость генератора, руб/квт	3,20	2,80	2,80	3,75	2,58	3,36	2,13	3,04
Изменение удельных затрат на фундамент турбины и строительную часть главного корпуса по сравнению с вариантом $N=300 \text{ Мвт}$ ($t_{\text{в}}=12^\circ\text{C}$), руб/квт	—	+0,33	+0,15	-0,10	+0,33	+0,13	+0,41	+0,30
Изменение удельных затрат на конденсационное устройство по сравнению с вариантом $N=300 \text{ Мвт}$ ($t_{\text{в}}=12^\circ\text{C}$) в результате изменения кратности охлаждения, руб/квт	—	0,183	—	-0,356	0,143	-0,146	0,247	—
То же в результате изменения удельной нагрузки конденсатора, руб/квт	—	0,175	—	-0,345	0,130	-0,145	0,238	—
Суммарное изменение вложений в конденсационное устройство по сравнению с вариантом $N=300 \text{ Мвт}$ ($t_{\text{в}}=12^\circ\text{C}$), руб/квт	—	0,358	—	-0,701	0,288	-0,291	0,485	—
Экономия вложений в турбоустановку по сравнению с вариантом $N=300 \text{ Мвт}$ ($t_{\text{в}}=12^\circ\text{C}$), руб/квт	—	1,80	0,88	-1,79	2,07	-0,09	2,95	0,79

Таблица П-1

установок различной мощности ($L_n = 960$ мм)охлаждающей воды $t_{в}, ^\circ\text{C}$

15

гидроагрегата $N, \text{Мвт}$

800		300		400		500		600		800			
8	6	8	3	3	4	6	4	6	4	6	8	6	8
19,1	34,0	25,5	25,5	34,0	25,5	17,0	32,0	21,3	38,2	25,5	19,1	34,0	25,5
0,0290	0,0395	0,0335	0,0350	0,0425	0,0360	0,0300	0,0410	0,0330	0,0455	0,0360	0,0315	0,0425	0,0360
1,34	-1,62	—	-0,14	-1,70	-0,14	1,45	-1,28	0,55	-2,28	-0,14	1,14	-1,70	-0,14
0,85	1,0	1,0	—	0,50	0,60	0,60	0,75	0,75	0,85	0,85	0,85	1,0	1,0
2,19	-0,62	1,0	-0,14	-1,20	0,36	1,95	-0,53	1,30	-1,43	0,71	1,99	-0,70	0,85
69,8	47,2	56,8	64,9	53,0	64,9	89,0	55,0	75,0	49,2	64,9	81,8	53,0	64,9
28,7	39,5	32,9	30,1	36,8	30,1	21,9	35,5	26,1	39,7	30,1	23,9	55,8	30,1
7,0	11,7	9,2	7,9	10,3	7,9	5,1	9,8	6,6	11,3	7,9	5,8	10,3	7,9
2,84	1,88	2,25	2,83	2,12	2,50	3,25	2,00	2,50	1,84	2,50	2,84	1,88	2,25
3,04	2,81	2,81	3,20	2,50	2,30	3,75	2,58	3,36	2,13	3,04	3,04	2,81	2,81
+0,11	+0,45	+0,39	—	+0,33	+0,15	-0,10	+0,33	+0,13	+0,41	+0,30	+0,11	+0,45	+0,39
-0,247	0,183	—	-0,154	0,072	-0,154	-0,612	0,034	-0,346	0,144	-0,154	-0,475	0,072	-0,154
-0,242	0,175	—	-0,095	0,110	-0,095	-0,520	0,078	-0,274	0,178	-0,095	-0,394	0,110	-0,095
-0,489	0,358	—	-0,219	0,182	-0,249	-1,132	0,112	-0,520	0,322	-0,249	-0,869	0,182	-0,249
0,23	2,15	1,38	-0,25	1,62	0,63	-2,20	1,89	-0,42	2,79	0,54	-0,61	1,97	1,11

Технико-экономические показатели турбо

Характеристики	Среднегодовая температура							
	12							
	Мощность							
	300	400		500		600		
Число выхлопов в ч. н. д. турбины	3	8	4	6	4	6	4	8
Удельная нагрузка выходного сечения турбины, $т/м^2 \cdot ч$	22,5	30,0	22,5	15,0	28,2	16,6	33,7	22,5
Оптимальное давление в конденсаторе, $атм$	0,0315	0,0365	0,0315	0,0260	0,0355	0,0285	0,0395	0,0315
Относительное изменение экономичности турбоустановки по сравнению с вариантом $N = 300 \text{ Мвт}$ ($t_v = 12^\circ \text{C}$) в результате изменения вакуума и удельной нагрузки выхлопа, %	—	-1,46	—	1,70	-0,98	1,10	-1,96	—
То же в результате укрупнения турбоагрегата, %	—	0,50	0,50	0,50	0,75	0,75	0,85	0,85
Суммарное изменение экономичности по сравнению с вариантом $N = 300 \text{ Мвт}$ ($t_v = 12^\circ \text{C}$), %	—	-0,96	0,50	2,20	-0,23	1,85	-1,11	0,85
Оптимальная кратность охлаждения	62,0	51,0	62,0	81,8	53,0	70,5	47,5	62,0
Оптимальная удельная паровая нагрузка конденсатора, $кг/м^2 \cdot ч$	30,1	35,4	30,1	22,8	35,2	26,5	39,3	30,1
Оптимальная выходная потеря, $ккал/кг$	8,2	10,6	8,2	5,0	10,0	6,9	11,8	8,2
Удельная стоимость турбины, $руб/квт$	2,90	2,18	2,65	3,28	2,18	2,88	1,98	2,58
Удельная стоимость генератора, $руб/квт$	3,20	2,80	2,80	3,75	2,58	3,36	2,15	3,04
Изменение удельных затрат на фундамент турбины и строительную часть главного корпуса по сравнению с вариантом $N = 300 \text{ Мвт}$ ($t_v = 12^\circ \text{C}$), $руб/квт$	—	+0,11	+0,15	-0,10	+0,33	+0,13	+0,41	+0,30
Изменение удельных затрат на конденсационное устройство по сравнению с вариантом $N = 300 \text{ Мвт}$ ($t_v = 12^\circ \text{C}$) в результате изменения кратности охлаждения, $руб/квт$	—	0,209	—	0,376	0,171	-0,162	0,276	—
То же в результате изменения удельной нагрузки конденсатора, $руб/квт$	—	0,195	—	-0,365	0,165	-0,155	0,265	—
Суммарное изменение вложений в конденсационное устройство по сравнению с вариантом $N = 300 \text{ Мвт}$ ($t_v = 12^\circ \text{C}$), $руб/квт$	—	0,404	—	-0,741	0,336	-0,317	0,541	—
Экономия вложений в турбоустановку по сравнению с вариантом $N = 300 \text{ Мвт}$ ($t_v = 12^\circ \text{C}$), $руб/квт$	—	1,85	0,70	-1,77	2,11	-0,13	2,94	0,78

Таблица П-2

установок различной мощности ($L_n - 1050$ мм)

охлаждающей воды $t_{в.}^{\circ}\text{C}$													
15													
турбоагрегата N , Мвт													
800		300		400		500		600		800			
8	6	8	3	3	4	6	4	6	4	6	8	6	8
16,8	30,0	22,5	■	30,0	22,5	15,0	28,2	18,8	■	22,5	16,8	30,0	22,5
0,0275	0,0365	0,0315	0,0340	0,0395	0,0340	0,0285	0,0380	0,0315	0,0425	0,0340	0,0300	0,0395	0,0340
1,28	-1,46	—	-0,15	-1,48	-0,15	1,40	-1,10	0,75	-2,02	-0,15	1,02	-1,48	-0,15
0,85	1,0	1,0	—	0,50	0,50	0,50	0,75	0,75	0,85	0,85	1,0	1,0	1,0
2,13	-0,46	1,0	-0,15	-0,98	0,35	1,90	-0,35	1,50	-1,17	0,70	2,02	-0,48	0,85
76,1	51,0	62,0	71,7	57,6	71,7	97,2	60,0	82,6	53,4	71,7	89,5	57,6	71,7
24,5	36,4	30,1	27,2	33,9	27,2	20,1	32,5	25,5	28,4	27,2	21,8	33,9	27,2
6,0	10,6	6,2	7,0	9,2	7,0	4,4	8,7	6,8	10,2	7,0	5,0	9,2	7,0
3,14	1,98	2,38	2,90	2,18	2,65	3,28	2,18	2,68	1,98	2,58	3,14	1,96	2,38
3,04	2,81	2,81	3,20	2,80	2,80	3,75	2,68	3,36	2,13	3,04	3,04	2,81	2,81
+0,11	+0,45	+0,39	—	+0,33	+0,15	-0,10	+0,33	+0,13	+0,41	+0,30	+0,11	+0,45	+0,39
-0,268	0,209	—	-0,185	0,084	-0,185	-0,670	0,038	-0,396	0,164	-0,185	-0,522	0,084	-0,185
-0,260	0,195	—	-0,120	0,125	-0,120	-0,565	0,085	-0,320	0,195	-0,120	-0,435	0,125	-0,120
-0,528	0,404	—	-0,305	0,209	-0,305	-1,235	0,123	-0,716	0,359	-0,305	-0,957	0,209	-0,305
-0,50	2,18	1,30	-0,31	1,66	0,39	-2,27	1,88	-0,53	2,76	0,47	-0,93	1,99	0,99

ному с 6 или 8 выхлопами в диапазоне единичных мощностей агрегатов 400—800 Мвт связан с удорожанием турбогенератора соответственно на 1,4—1,7 и на 2,0 руб/квт.

Для иллюстрации некоторых из приведенных в табл. П-1 и П-2 данных на рис. П-1 и П-2 построены кривые, определяющие влияние единичной мощности и типа турбины на тепловую экономичность турбоустановки, а также на рациональную величину затрат на конденсационное устройство агрегата. При этом необходимо иметь в виду, что графики рис. П-1 не учитывают влияния укрупнения турбоагрегата на повышение внутреннего к. п. д. части высокого давления турбины. Другими словами, кривые, представленные на рис. П-1, характеризуют

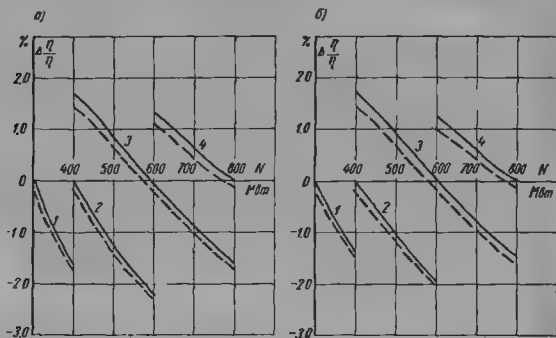


Рис. П-1. Влияние единичной мощности и типа турбоагрегата на тепловую экономичность турбоустановки (без учета влияния укрупнения агрегата на внутренний относительный к. п. д. части высокого давления турбины): а — длина последних лопаток 960 мм; б — 1050 мм.

1 — одновальная турбина с 3 выхлопами; 2 — то же с 4 выхлопами; 3 — двухвальная турбина с 6 выхлопами; 4 — то же с 8 выхлопами. — — — — — $t_{\text{н}} = 12^\circ\text{C}$; - - - - - 16°C .

я сущности зависимость тепловой экономичности турбоустановки от удельной нагрузки выходного сечения турбины и расчетного давления в конденсаторе. Следует еще раз подчеркнуть, что сопоставление рассмотренных вариантов турбоустановок (рис. П-1 и П-2) основано на выборе для каждого из них оптимальных значений вакуума и характеристик конденсационного устройства.

Из графиков рис. П-1 и П-2 вытекает следующее:

1) переход от одновальной турбины с 4 выхлопами к двухвальной с 6 выхлопами в диапазоне единичных мощностей 400—600 Мвт позволяет повысить тепловую экономичность турбоустановки примерно на 1,7—2,1%;

2) увеличение числа выхлопов двухвальной турбины мощностью 600—800 Мвт от 6 до 8 повышает экономичность турбоустановки на 1,3—1,5%;

3) при изменении среднегодовой температуры охлаждающей воды от 12 до 15°C расчетная тепловая экономичность турбоустановки снижается на 0,2—0,3% (меньшая цифра соответствует одновальным агрегатам, большая — двухвальным);

4) при переходе от одновальных турбоагрегатов с 4 выхлопами к двухвальным с 6 выхлопами удельные затраты на конденсационное устройство турбоустановки

новки мощностью 400—600 Мвт возрастают приблизительно на 0,8—0,6 руб/квт. При переходе от двухвальной турбины с 6 выхлопами к двухвальной с 8 выхлопами соответствующая величина удорожания конденсационного устройства составляет 0,5—0,4 руб/квт (в диапазоне единичных мощностей агрегата 600—800 Мвт);

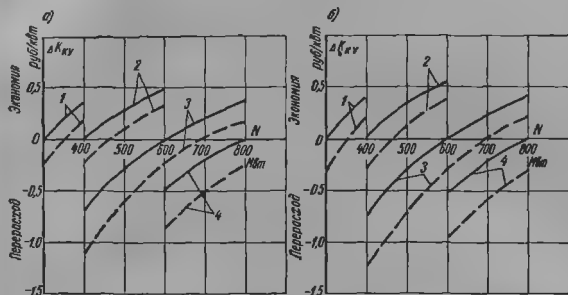


Рис. П-2. Влияние единичной мощности и типа турбоагрегата на удельные затраты на конденсационное устройство: а — длина лопатки 960 мм; б — 1050 мм
1 — одновальная турбина с 3 выхлопами; 2 — то же с 4 выхлопами; 3 — двухвальная турбина с 6 выхлопами; 4 — то же с 8 выхлопами. — — — — — $t_v = 12^\circ \text{C}$; - - - - - 15°C .

5) изменение среднегодовой температуры охлаждающей воды от 12 до 15°C связано с увеличением удельных затрат на конденсационное устройство одновальных турбоустановок на 0,20—0,25 руб/квт и двухвальных агрегатов — на 0,3—0,5 руб/квт.

ПРИЛОЖЕНИЕ III

ОБОСНОВАНИЕ ПРЕДЕЛЬНОЙ МОЩНОСТИ ОДНОВАЛЬНЫХ ТУРБОАГРЕГАТОВ

В данном приложении на базе выполненных в ЦКТИ исследований приводятся результаты, освещающие зависимость экономически оправданной предельной мощности одновальных турбоагрегатов от основных исходных факторов, в частности от стоимости топлива и среднегодовой температуры охлаждающей воды. При этом под предельной мощностью одновального турбоагрегата $N_{\text{пред}}$ применительно к заданным исходным факторам подразумевается максимальное значение его мощности, при котором суммарные экономические показатели (расходов) не хуже, чем у двухвального.

Решение этой задачи основывается на рассмотрении следующего общего выражения, учитывающего различие в экономических показателях сопоставляемых вариантов одновальных и двухвальных турбоустановок (в условиях одной и той же номинальной мощности блока):

$$\Sigma \Delta K = \Delta K_{\text{к.у}} + \Delta K_{\text{т}} + \Delta K_{\text{зам}} + \Delta K_{\text{эвб}} \text{ [руб/квт]}. \quad (\text{П-17})$$

В этом выражении, все члены которого непосредственно или косвенно зависят от удельной нагрузки выходного сечения турбины g_F , приняты следующие обозначения:

- $\Delta K_{к.у}$ — разница в удельной стоимости конденсационного устройства двухвальной и одновальной турбоустановок при условии выбора в обоих случаях оптимальных (применительно к рассматриваемым исходным данным) характеристик конденсатора;
 ΔK_T — соответствующая разница в стоимости собственно турбины, генератора, фундамента, строительной части главного корпуса и т. д.;
 $\Delta K_{зам}$ — стоимость дополнительной мощности в энергосистеме, вытесняемой (или замещаемой) вследствие различия в величине располагаемой мощности сопоставляемых вариантов турбоагрегатов (при одинаковом расходе острого пара на турбины);
 $\Delta K_{эвк}$ — разница в величине годовых издержек по обоим рассматриваемым типам турбоагрегатов, умноженная на расчетный срок окупаемости.

Запишем входящие в состав уравнения (П-17) члены в более развернутом виде. С учетом соотношений, выведенных в главе пятой, имеем

$$\Delta K_{к.у} = \frac{\delta \Delta i_{к.у}}{10^3} \left(\frac{1}{i'_n - t'_в} - \frac{1}{i''_n - t'_в} \right); \quad (\text{П-18})$$

$$\Delta K_{зам} = C_{зам} \frac{\Delta N}{N} \quad (\text{П-19})$$

п

$$\Delta K_{эвк} = \frac{\delta h_n c_T^p \cdot 10^{-3} \Theta}{1 + n \Theta} \cdot \frac{\Delta N}{N} = C_n \frac{\Delta N}{N}, \quad (\text{П-20})$$

где комплекс $\frac{\delta h_n c_T^p \cdot 10^{-3} \Theta}{1 + n \Theta}$ представляет собой удельные годовые издержки с учетом амортизационных отчислений и т. п., а величина C_n — произведение удельных годовых издержек на расчетный срок окупаемости.

Остальные обозначения:

- δ — удельный расход пара в конденсатор, $\text{кг/квт}\cdot\text{ч}$;
 Δi — удельная теплота конденсации пара, ккал/кг ;
 $C_{к.у}$ — удельная стоимость конденсационного устройства, требующегося для восприятия в конденсаторе тепла в количестве 1 ккал/ч при температурном напоре $(t_n - t'_в)$, равном 1°С, $\text{руб}\cdot\text{ч}\cdot\text{град/ккал}$ (см. рис. 5-5);
 t'_n и t''_n — среднегодовая температура охлаждающей воды, °С;
 i'_n и i''_n — оптимальные величины температуры насыщения в конденсаторе соответственно для одновальной и двухвальной турбоустановок, °С, эти величины могут быть выявлены, в частности, на основе методики, изложенной в § 5-6, или по формуле (5-53);
 $C_{зам}$ — стоимость установленного киловатта мощности, замещаемой в энергосистеме, руб/квт ;
 $\frac{\Delta N}{N}$ — относительное изменение располагаемой мощности турбоагрегата при переходе от одновальной конструкции турбины к двухвальной;
 b — удельный расход условного топлива (нетто) для блока с одновальной турбиной, $\text{кг у. т./квт}\cdot\text{ч}$;
 n — норма ежегодных отчислений на амортизацию, капитальный и текущий ремонт.

Как видно из структуры уравнений (П-18)—(П-20), параметры δ , Δi и $C_{зам}$ приняты идентичными для сопоставляемых вариантов одновальных и двухвальных турбоагрегатов. Эта некоторая условность существенно упрощает расчеты

и вместе с тем практически не сказывается на точности окончательных результатов.

Для определения зависимости $\Delta K_T = f(g_F)$ воспользуемся данными, приведенными в § 5-6. Согласно этим данным, расчетные значения удельной стоимости ч. и. д. турбин на 240 атм, 580/565° С (с учетом стоимости электрогенераторов, фундамента и строительной части главного корпуса), отнесенные к единице площади выходного сечения турбины, составляют:

38 000 руб/м ²	—	для одновалных турбин с 4 выхлопами;
46 000	»	» — » двухвалных » » 6 »
42 000	»	» — » » » 8 »

Если исходить из того, что для рассматриваемых типов одновалных и двухвалных турбоустановок целесообразно применение единой конструкции последней ступени с предельной по длине рабочей лопаткой, как это и принято в настоящее время в разработанных отечественными заводами проектах турбин мощностью 300—1000 Мет, то очевидно, что удорожание двухвального турбогенератора относительно одновального может быть выражено следующей формулой:

$$\Delta K_T = \frac{\delta}{10^3} \left(\frac{n''}{n'} \cdot \frac{C_F''}{g_F} - \frac{C_F'}{g_F} \right), \quad (\text{П-21})$$

где n и n' — число выхлопов соответственно в двухвальной и одновальной турбинах;

C_F' и C_F'' — удельные показатели стоимости ч. и. д. (с фундаментом и т. п.) двухвальной и одновальной турбоустановок, руб/м²;

g_F — расчетная удельная нагрузка выходного сечения одновальной турбины, т/м²·ч.

С учетом (П-18)–(П-21) общее уравнение (П-17) запишется в окончательном виде таким образом:

$$\Sigma \Delta K = \frac{\delta \Delta i_{C_{K. y}}}{10^3} \left(\frac{1}{t_n' - t_n} - \frac{1}{t_n'' - t_n} \right) (C_{\text{зам}} + C_n) \frac{\Delta N}{N} + \frac{\delta}{10^3} \left(\frac{n''}{n'} \cdot \frac{C_F''}{g_F} - \frac{C_F'}{g_F} \right). \quad (\text{П-22})$$

Очевидно, что предельная удельная нагрузка выходного сечения одновальной турбины (соответствующая предельной мощности $N_{\text{пред}}$) может быть найдена из условия $\Sigma \Delta K = 0$, т. е. путем решения уравнения (П-22) относительно g_F .

Используя уравнение (П-22), представляется возможным определить не только предельную мощность одновального турбоагрегата (как с четырехпоточной, так и с шестипоточной ч. и. д.), но и рациональную конструкцию турбины (число валов и число выхлопов) для любого заданного уровня единичной мощности блока. В частности, с помощью формулы (П-22) может быть выявлена предельная мощность двухвальной турбоустановки с 6 выхлопами.

В настоящем приложении на основе сопоставления одновалных установок с 4 выхлопами и двухвалных с 6 выхлопами приведены результаты расчетов по определению для различных условий предельной мощности четырехпоточных одновалных турбоагрегатов. В общем случае эти расчеты сводятся к выявлению предельной удельной нагрузки выходного сечения одновальной турбины $g_F^{\text{пред}}$.

В расчеты по определению $g_F^{\text{пред}}$ приняты следующие исходные данные:

1. Среднегодовая температура охлаждающей воды изменяется в диапазоне 8—16° С, а расчетная стоимость топлива — в пределах 3—13 руб/т у. т.

2. Удельные показатели стоимости элементов конденсационного устройства изменяются в следующих пределах: $C_H = 15 \div 25$ руб./м² и $C_B = 10 \div 30$ руб./ч/м² (см. § 5-3).

3. Разница в тепловой экономичности рассматриваемых вариантов одновальных и двухвальных турбоустановок определена по кривым рис. 5-11.

4. Стоимостные показатели ч. и д. турбины, электрогенератора, фундамента и строительной части главного корпуса основываются на опубликованных проектных показателях себестоимости турбоагрегатов ЛМЗ на 240 атм, 580/565° С с лопаткой последней ступени длиной 960 мм [Л. 3-11].

Применительно к рассматриваемой частной задаче параметр ΔK_T , входящий в общее уравнение (П-22), определялся следующим образом:

$$\Delta K_T = \frac{a}{10^3} \cdot \frac{\delta}{g_F}$$

$$\text{где } a = 15C_F'' - C_F'$$

Согласно приведенным выше расчетным значениям C_F , величина a равна приблизительно 31 000 руб./м². В выполненных расчетах рассмотрены три значения a в пределах от 31 000 до 23 000 руб./м² с учетом условно принятого возможного снижения величины a относительно современного уровня примерно на 35% за счет удешевления двухвальных турбоагрегатов.

На рис. П-3 в качестве примера представлено графическое решение уравнения (П-22) применительно к конкретным исходным данным. По оси абсцисс отложена

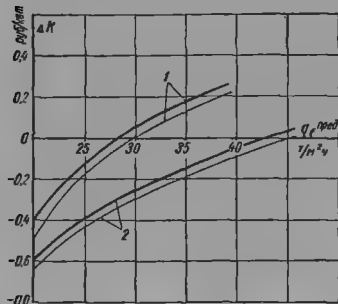


Рис. П-3. Экономическая эффективность двухвальной турбоустановки с 6 выхлопами относительно одновальной с 4 выхлопами в зависимости от единичной мощности блока.

$$1 - c_T^P = 10 \text{ руб./т у. т.}; 2 - 3 \text{ руб./т у. т.};$$

$$-c_B = 15 \text{ руб.-ч/м}^2; \quad -25 \text{ руб.-ч/м}^2.$$

$$\text{Примечание: } t_B = 12^\circ \text{С}; C_{\text{звм}} = 50 \text{ руб./квт.}$$

$$C_H = 18 \text{ руб./м}^2; a = 31\,000 \text{ руб./м}^2.$$

расчетная удельная нагрузка выходного сечения одновальной турбины, по оси ординат — разница в удельных затратах на двухвальную и одновальную турбоустановки (с учетом умноженной на срок окупаемости разницы в годовых издержках). Точка пересечения кривой суммарных затрат $\Sigma \Delta K$ с осью абсцисс определяет предельную удельную нагрузку выходного сечения одновальной турбины $g_F^{\text{пред}}$. Слева от этой точки экономические преимущества имеет одновальный тип турбоагрегата, справа — двухвальный.

На рис. П-4 приведены выявленные значения $g_F^{\text{пред}}$ для величин $a = 31\,000$ и $23\,000$ м². Как показывает анализ полученных результатов, в диапазоне представляющих интерес величин $t_n = 8 \div 16^\circ \text{С}$, $C_{K-y} = 25 \div 63$ руб.-ч/град/ккал, $a = 23\,000 \div 31\,000$ руб./м² и комплекса $\Phi = 0,15 \div 0,60^\circ \text{С}$ (что примерно соответствует пределам изменения расчетной стоимости топлива c_T^P от 13 до 3 руб./т у. т.) имеет место практически линейная зависимость $g_F^{\text{пред}}$ от t_n , C_{K-y} и $\Phi^{0,6}$. Благодаря этому результаты расчетов оказалось возможным обобщить с помощью следующей формулы:

$$g_F^{\text{пред}} = [(3,3 - 0,019C_{\kappa. y}) \vartheta^{0,5} - 0,855] a 10^{-3} + 0,57t_b + 8 [m/m^3 \cdot \text{ч}]. \quad (\text{П-23})$$

Для заданной конструкции последней ступени турбоустановки, характеризующей суммарной площадью выходного сечения F_v , предельная мощность одновального агрегата определяется таким образом:

$$N_{\text{пред}} = \frac{10^3 g_F F_v}{\delta} [\text{квт}]. \quad (\text{П-24})$$

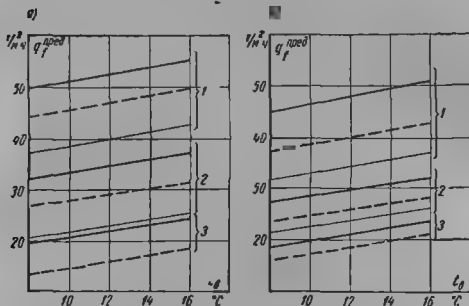


Рис. П-4 Зависимость предельной нагрузки выходного сечения одновальной турбины от температуры охлаждающей воды и параметров ϑ и $C_{\kappa. y}$: a — значение $a = 31\,000 \text{ руб/м}^3$; b — $23\,000 \text{ руб/м}^3$;

$1 - \vartheta = 0,60^\circ \text{C}$; $2 - 0,30^\circ \text{C}$; $3 - 0,15^\circ \text{C}$; — — — — — $C_{\kappa. y} = 30 \text{ руб} \cdot \text{ч} \cdot \text{град/ккал}$;
— — — — — $45 \text{ руб} \cdot \text{ч} \cdot \text{град/ккал}$; — — — — — $60 \text{ руб} \cdot \text{ч} \cdot \text{град/ккал}$.

На рис. П-5 в качестве иллюстрации полученных окончательных результатов расчетные значения $N_{\text{пред}}$ представлены в зависимости от стоимости топлива C_T^p и среднегодовой температуры охлаждающей воды t_b . При этом удельные показатели стоимости элементов конденсационного устройства приняты равными: $C_v = 18 \text{ руб/м}^2$ и $C_w = 15 \text{ руб} \cdot \text{ч/м}^3$, что соответствует достаточно характерным для настоящего времени значениям этих параметров. Длина лопаток последней ступени турбины принята равной 960 и 1050 мм; значения ΔK_T определены в соответствии с приведенными выше величинами C_F .

На графиках рис. П-5 показаны граничные области рационального применения одновальных турбоагрегатов. Каждая из заштрихованных полос, построенная для некоторого определенного уровня единичной мощности агрегата, ограни-

¹ Согласно методике расчетов, изложенной в § 5-6, комплекс ϑ определяется следующим образом:

$$\vartheta = \frac{\delta \Delta i C_{\kappa. y}}{10^3 \left(C_{\text{зам}} + \frac{b h_{\kappa} C_T^p 10^{-3} \Theta}{1 + n \Theta} \right)}.$$

чивает сверху зону таких значений c_t^p и t_b , применительно к которым использование одновальных турбин данной мощности целесообразно. Области, лежащие выше соответствующих полос, определяют зоны эффективного применения двухвальных установок.

При построении графиков рис. П-5 принято, что отклонения суммарных затрат на турбоустановку, определяемых уравнением (П-22), на величину, равную $\pm 3\%$ от стоимости собственно турбоагрегата, лежат в пределах точности исходных данных. В связи с этим условием заштрихованные полосы определяют

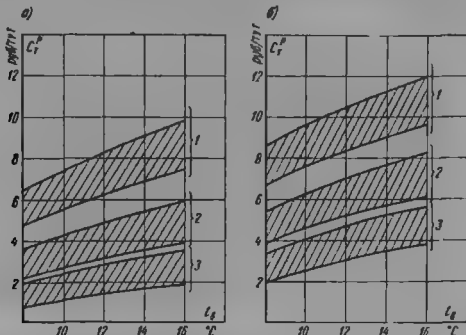


Рис. П-5. Зависимость предельной мощности одновального турбоагрегата от расчетной стоимости топлива и среднегодовой температуры охлаждающей воды: а — длина лопатки 960 мм; б — 1050 мм;

$I - N_{\text{пред}} = 500 \text{ Мвт}; 2 - 600 \text{ Мвт}; 3 - 700 \text{ Мвт};$

Примечание: $C_F = 18 \text{ руб/м}^3$; $C_B = 15 \text{ руб/ч/м}^3$;

$C_{\text{зам}} = 50 \text{ руб/квт}; a = 31\,000 \text{ руб/м}^3$.

области таких значений c_t^p и t_b , для которых экономические показатели рассматриваемых вариантов одновальных и двухвальных агрегатов практически равны.

Как видно из графиков рис. П-5, разработанная отечественными заводами турбина типа К-500-240 (см. область 1) имеет весьма широкую сферу применения. В соответствии с предварительными проработками ТЭП по определению расчетных среднегодовых температур охлаждающей воды для перспективных мощных КЭС, намеченных к вводу до 1980 г., применение двухвальных турбин по 500 Мвт с последними лопатками длиной 960 мм может оказаться оправданным лишь для 20—25% установок (по мощности) от суммарного ввода мощности до 1980 г. Использование лопаток длиной 1050 мм позволит повысить предельную мощность одновальных агрегатов на 12% относительно уровня, обеспечиваемого лопатками по 960 мм. В этом случае с учетом характерных для СССР значений c_t^p и t_b изготовление двухвальных турбин по 500 Мвт явно нецелесообразно (см. рис. П-5, б).

Полученные результаты, отраженные, в частности, на рис. П-5, позволяют сделать следующие выводы:

1. Рациональная предельная мощность одновального турбоагрегата с четырехпоточной конструкцией ч. н. д. в диапазоне среднегодовых температур охлаждающей воды $10-15^{\circ}\text{C}$ колеблется от $400-470\text{ Мвт}$ для районов дорогого топлива ($c_T^p = 13\text{ руб/т у. т.}$) до $650-750\text{ Мвт}$ для районов дешевого топлива ($c_T^p = 3\text{ руб/т у. т.}$).

2. Расчетная стоимость топлива c_T^p и среднегодовая температура охлаждающей воды $t_{\text{в}}$ влияют на предельную мощность одновальных турбоагрегатов $N_{\text{пред}}$ таким образом:

а) при увеличении c_T^p на 2 руб/т у. т. $N_{\text{пред}}$ снижается на $12-15\%$;

б) при повышении $t_{\text{в}}$ на 5°C $N_{\text{пред}}$ возрастает на 10% .

В качестве примера в табл. П-3 приведены данные, иллюстрирующие соотношения между оптимальными величинами удельной нагрузки выходного сечения, конечного давления пара и другими характеристиками, определенными для одновального агрегата заданной единичной мощности (см. табл. 5-5) и для агрегата предельной мощности.

В последнем случае предполагается, что укрупнение блока до уровня, определяемого величиной $N_{\text{пред}}$ (с учетом как общестанционных, так и системных факторов), является экономически целесообразным.

Таблица П-3

Сопоставление основных характеристик одновального турбоагрегата предельной мощности и агрегата с оптимальной удельной нагрузкой выходного сечения

Характеристики	Турбоагрегат заданной мощности с оптимальной удельной нагрузкой выходного сечения	Турбоагрегат предельной мощности
Расчетная удельная нагрузка выходного сечения турбины, $\text{т/м}^2 \cdot \text{ч}$	21,5	31,9
Расчетное давление в конденсаторе, ата	0,033	0,042
Потери с выходной скоростью пара, ккал/кг	6,8	9,9
Оптимальная кратность охлаждения	52,2	40,0
Оптимальная удельная нагрузка конденсатора, $\text{кг/м}^2 \cdot \text{ч}$	29,2	40,0

Примечание. Приведенные величины определены для турбоагрегата на 240 ата , $580/565^{\circ}\text{C}$ применительно к следующим исходным данным: $c_T^p = 8\text{ руб/т у. т.}$; $t_{\text{в}} = 12^{\circ}\text{C}$; $C_H = 18\text{ руб/м}^2$; $C_{\text{в}} = 15\text{ руб} \cdot \text{ч/м}^2$; $C_{\text{зам}} = 50\text{ руб/квт}$; $C_F = 38\,000\text{ руб/м}^2$; $C_F^* = 46\,000\text{ руб/м}^2$; $\Theta = 8\text{ лет}$; $n = 0,084$.

Как видно из данных табл. П-3, оптимальные величины удельной нагрузки выходного сечения турбины, конечного давления пара и потери с выходной скоростью для одновальной турбины предельной мощности на $30-50\%$ выше, чем для турбоагрегата с оптимальной удельной нагрузкой выходного сечения (которая определена без рассмотрения блока в целом).

ВЛИЯНИЕ НАЧАЛЬНЫХ ПАРАМЕТРОВ ПАРА НА ТЕПЛОВУЮ ЭКОНОМИЧНОСТЬ ТУРБОУСТАНОВОК

а) Влияние параметров пара на внутренний относительный к. п. д. турбины

При выявлении тепловой экономичности турбоустановки в зависимости от расчетных начальных параметров пара весьма существенно определить влияние параметров пара на внутренний относительный к. п. д. турбины. (При этом предполагается однократная степень аэродинамического совершенства всех рассматриваемых вариантов турбоагрегатов, различающихся начальными параметрами пара). В отечественной литературе отсутствуют систематизированные данные, которые позволили бы учесть влияние начальных параметров на внутренний к. п. д. турбины без проведения деталь-

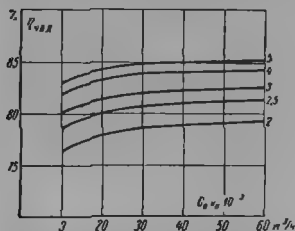


Рис. П-6. Внутренний относительный к. п. д. части высокого давления турбины с однократной регулирующей ступенью.

Цифры на кривых характеризуют отношение давлений на входе в рассматриваемый отсек турбины и на выходе из него.

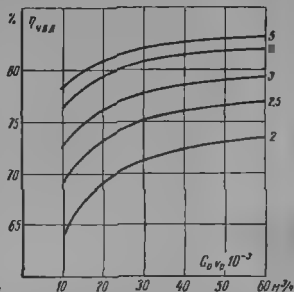


Рис. П-7. Внутренний относительный к. п. д. части высокого давления турбины с двухкратной регулирующей ступенью.

Цифры на кривых характеризуют то же, что и на рис. П-6.

ного теплового расчета ее проточной части. В значительной степени это объясняется сравнительно еще небольшим в СССР опытом эксплуатации агрегатов с промежуточным перегревом пара.

Поэтому для определения указанного влияния параметров пара в приведенных ниже расчетах была использована методика оценки внутреннего к. п. д. турбины, разработанная сотрудниками американской турбоинженерной фирмы Джeneral Электрик [Л. 4-34]. Эта методика, основанная на обобщении результатов испытаний большого числа турбин, и главным образом мощных современных турбин с промежуточным перегревом пара, позволяет определить, как указывают ее авторы, внутренний относительный к. п. д. практически любого типа турбоагрегата.

Основными параметрами, на использовании которых базируется данная методика, являются объемный расход пара на входе в рассматриваемый отсек турбины и отношение давлений до и после данного отсека. Эти два параметра характеризуют в сущности средний объемный расход пара через данный отсек, а этот фактор, как известно, представляет собой наиболее существенный критерий экономичности проточной части турбины. Некоторые дополнительные факторы

(тип регулирующей ступени, конечная влажность пара и т. д.) учитываются соответствующими поправками.

Результаты обработки материалов фирмы Джeneral Электрик отражены на рис. П-6—П-10. Из графиков рис. П-6—П-10, в частности, следует:

1. Интенсивность возрастания внутреннего относительного к. п. д. отдельных отсеков турбины имеет тенденцию к снижению по мере увеличения объемного

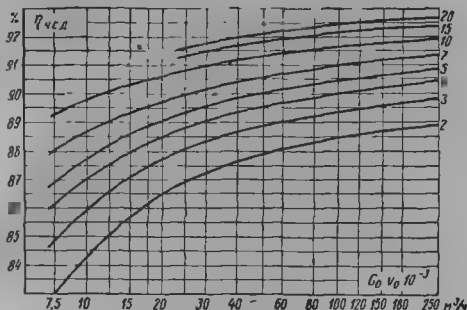


Рис. П-8. Внутренний относительный к. п. д. части среднего давления турбины.

Цифры на кривых характеризуют то же, что и на рис. П-6.

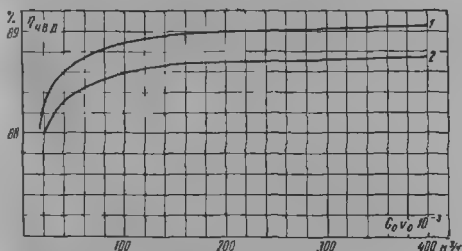


Рис. П-9. Внутренний относительный к. п. д. части низкого давления турбины.

1 — ч. н. д. с 4 или 8 выхлопами; 2 — ч. н. д. с 8 или 6 выхлопами.

расхода пара $G_0 v_0$ и отношения давлений до и после рассматриваемого отсека (p_1/p_2). Наиболее резко изменяется внутренний к. п. д. турбины в зависимости от указанных факторов в диапазоне значений $G_0 v_0 = (10 \div 30) \cdot 10^3 \text{ м}^3/\text{ч}$, т. е. в области сравнительно малых объемных расходов пара и отношений $p_1/p_2 = 2 \div 4$.

2. Разница в значениях внутреннего относительного к. п. д. части высокого давления турбины с одиновенной и двухвенечной регулируемыми ступенями составляет в среднем 4—6% в пользу первого варианта.

С учетом того, что в проведенных ниже расчетах данные фирмы Джeneral Электрик используются главным образом для выявления сравнительной тепловой экономичности отдельных вариантов турбоустановок (абсолютный же уровень

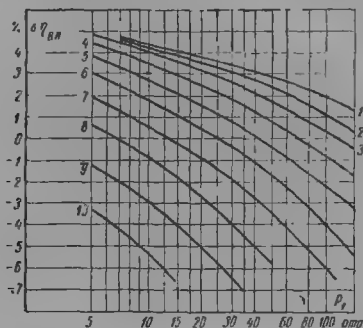


Рис. П-10. Поправка к внутреннему относительному к. п. д. части низкого давления турбины, учитывающая конечную влажность пара (p_1 — давление перед ч. н. д.).

1 — начальная температура пара перед ч. н. д. 660° С; 2 — 600° С; 3 — 550° С; 4 — 500° С; 5 — 460° С; 6 — 400° С; 7 — 350° С; 8 — 300° С; 9 — 250° С; 10 — 200° С.

Примечание. Внутренний относительный к. п. д. части низкого давления турбины с учетом влажности определяется по формуле

$$\eta_{ч. н. д.} = \left(1 - \frac{\Delta \eta_{вл}}{100}\right) \eta_{ч. н. д.}$$

экономичности в данном случае имеет второстепенное значение), при построении графиков рис. П-6—П-10 приняты следующие допущения:

1) средний диаметр регулирующей ступени для всех рассмотренных вариантов турбоагрегатов равен 1 м;

2) поправки на влажность пара, которые определены фирмой Джeneral Электрик применительно к конечному давлению 0,052 атм, примерно те же самые и для рассматриваемого здесь конечного давления 0,035—0,040 атм. Это практически не сказывается на результатах сравнительных тепловых расчетов.

б) Результаты расчетов тепловых схем турбоустановок на различные параметры пара

Для определения влияния начальных параметров пара на тепловую экономичность турбоустановки были проведены расчеты тепловых схем ряда вариантов турбоагрегатов, указанных в табл. П-4.

Расчеты основывались на следующих исходных данных и допущениях

По турбине. 1. Все расчеты проведены применительно к двухвальнй турбоустановке мощностью 1000 Мвт с восьмипоточной конструкцией ч. н. д. Длина лопатки последней ступени равна 960 мм, что соответствует площади выходного

сечения турбины 60,0 м². Давление пара перед ч. н. д. турбины во всех случаях составляет 3 атм.

2. Внутренние относительные к. п. д. отдельных отсеков турбин в зависимости от расчетного уровня начальных и конечных параметров пара и единичной мощности агрегатов определены по уже упомянутым данным фирмы Джeneral Электрик (см. рис. П-6—П-10). Утечки пара из цилиндров турбины также определены по данным этой фирмы [Л. 4-35].

3. Температура регенеративного подогрева питательной воды, давления промежуточного перегрева пара и конечное давление пара—оптимальные для каждого из рассматриваемых вариантов турбоустановок. При этом температура питательной воды определена применительно к расчетной стоимости топлива c_T^p —

10 руб/т у. т., а конечное давление пара — применительно к $c_T^p = 10$ руб/т у. т. и среднегодовой температуре охлаждающей воды $t_n = 12^\circ \text{C}$.

4. В соответствии с отмеченной выше спецификой сравнительных вариантов расчетов процессы расширения в пределах каждого отсека турбины изображаются в диаграмме IS прямыми линиями.

5. Для вариантов турбоагрегатов с начальной температурой пара до 600°C исключительно принята одновенечная конструкция регулирующей ступени; при температурах выше 600°C — двухвенечная.

6. Падение давления в тракте промежуточного перегрева пара 10%. Падение давления в стопорном и регулирующем клапанах суммарно равно 5% и падение давления в отсеках клапанов — 2% от соответствующего давления перед рассматриваемым отсеком турбины.

7. Выходная потеря в турбине определялась по следующей формуле с учетом потерь в выпускном патрубке (в соответствии с практикой ХТГЗ):

$$\Delta h_{в.с.} = 1,15 \Delta h_{в.с.}$$

где $\Delta h_{в.с.}$ — потеря с выходной скоростью пара.

По тепловой схеме турбоустановки. 1. Распределение интервалов нагрева воды между отдельными регенеративными подогревателями произведено исходя из принципа обеспечения равных приростов энтропии питательной воды во всех подогревателях, за исключением тех из них, в которых давление отбора равно давлению промежуточного перегрева пара. В последнем случае прирост энтропии питательной воды в 1,6—1,9 раза больше, чем для остальных подогревателей. Как было показано в работах ЦКТИ, этот способ распределения тепловых нагрузок между подогревателями является оптимальным (см. § 8-2).

2. Разности между температурой насыщения греющего пара и температурой питательной воды на выходе из подогревателя равны: 0°C в подогревателях высокого давления и 5°C в подогревателях низкого давления.

3. Охладители конденсата греющего пара предусматриваются во всех регенеративных подогревателях, за исключением подогревателя наименьшего давления и первого (по ходу питательной воды) подогревателя высокого давления. При этом температурный напор на «холодной стороне» Δt_n в подогревателях с охладителями конденсата равен 10°C .

4. Давление в деаэраторе во всех рассмотренных вариантах турбоустановок выбрано на уровне 6 атм.

5. Величины относительного падения давления в регенеративных трактах составляют: 3% — от турбинной ступени до фланца патрубка регенеративного отбора и 5% — от фланца патрубка турбины до подогревателя [Л. 4-36]. Таким образом, падения давления в трактах регенеративных отборов, осуществляемых из выпускных патрубков отдельных цилиндров турбины, составляют 5%, во всех остальных случаях — 8%.

6. Потери тепла в подогревателях ввиду относительно малой величины их в расчетах тепловых схем не учитываются.

7. Для упрощения расчетов в тепловых схемах рассмотренных вариантов турбоустановок не предусматриваются ни сальниковый, ни эжекторный подогреватели.

Теплован экономичность турбоустановок мощностью

Характеристики	Начальное давление							
	130		165		240			
Начальная температура пара, °C	535	565	535	565	535	535	565	580
Температура первого промежуточного перегрева пара, °C	535	565	535	565	535	565	565	665
Температура второго промежуточного перегрева пара, °C	—	—	—	—	—	565	—	665
Температура регенеративного подогрева питательной воды, °C	230	230	265	265	275	267	272	272
Число регенеративных подогревателей в тепловой схеме	5	6	6	6	7	7	7	7
Конечное давление пара, атм	0,041	0,039	0,040	0,039	0,038	0,037	0,038	0,038
Внутренний к. п. д. ч. в. д. турбины, %	83,8	83,8	83,6	83,6	83,3	83,0	83,4	83,3
Внутренний к. п. д. ч. с. д. № 1, %	91,6	91,7	91,8	91,8	92,1	89,7	92,1	92,1
Внутренний к. п. д. ч. с. д. № 2, %	—	—	—	—	—	90,0	—	90,0
Внутренний к. п. д. ч. н. д. турбины, %	88,3	89,2	86,8	87,8	86,8	91,7	87,3	87,3
Удельный расход энергии на привод питательного электронасоса, %	1,96	1,87	2,63	2,5	3,83	3,19	3,60	3,58
Удельный расход энергии на привод питательного турбонасоса, %	1,75	1,67	2,34	2,24	3,42	2,86	3,22	2,82
Мощность приводов циркуляционного и конденсатного насосов, кат	3 143	2 810	3 125	2 878	2 768	2 388	2 664	2 631
Мощность агрегатов собственных нужд для варианта турбоустановки с электроприводом питательного насоса, кат	12 843	12 160	16 275	15 378	21 918	18 338	20 664	20 531
То же для варианта турбоустановки с турбоприводом питательного насоса, кат	12 073	11 310	15 125	14 308	20 468	17 088	19 314	18 864
Удельный расход тепла (брутто) по турбоустановке, ккал/кат.ч	1 957	1 926	1 910	1 877	1 845	1 784	1 814	1 775
Удельный расход тепла (нетто) по турбоустановке с электроприводом питательного насоса, ккал/кат.ч	2 008	1 972	1 972	1 935	1 926	1 850	1 889	1 839
Удельный расход тепла (нетто) по турбоустановке с турбоприводом питательного насоса, ккал/кат.ч	2 002	1 965	1 965	1 927	1 918	1 841	1 878	1 830

8. Давление нагнетания, развиваемое питательным насосом, в 1,3 раза превышает расчетное давление пара перед турбиной.

9. Коэффициенты полезного действия агрегатов собственных нужд машинного зала составляют: 80% — к. п. д. питательного насоса, 85% — к. п. д. циркуляционных насосов, 80% — к. п. д. конденсатных насосов.

10. В схемах турбоустановок предусматривается одна ступень питательного насоса, расположенного в регенеративном тракте непосредственно после деаэратора. При этом рассмотрены два варианта привода питательного насоса: а) электропривод с регулируемым числом оборотов (т. е. электропривод с мультипликатором и гидромуфтой) и б) турбинный привод, включенный на давление отбора из главной турбины ~6 атм и имеющий выход пара в конденсатор. Давление в конденсаторе турбопривода то же самое, что и для главной турбоустановки.

Результаты расчетов теплового баланса рассмотренных вариантов турбоустановок сведены в табл. П-4 и отражены на рис. 4-1.

Таблица П-4

по 1000 Мвт на различные начальные параметры пара

пар, ата

300					400					500		
665	665	650	700	700	565	565	650	700	700	650	700	700
565	565	565	565	600	565	565	565	565	600	565	565	600
—	565	565	565	—	—	565	565	565	—	565	565	—
278	272	263	266	269	281	276	261	263	270	261	263	270
7	7	7	7	7	8	8	8	8	8	9	9	9
0,038	0,035	0,035	0,034	0,037	0,038	0,035	0,034	0,034	0,035	0,034	0,034	0,035
83,1	82,9	79,2	79,4	80,3	82,2	82,0	77,7	77,9	78,3	76,2	76,5	76,9
92,2	89,7	89,7	89,7	92,2	89,7	89,7	89,7	89,6	92,3	89,5	89,5	92,4
85,4	90,2	90,2	90,2	86,7	86,8	90,5	90,5	90,5	85,0	90,7	90,7	85,0
—	91,7	91,7	91,7	—	—	90,9	90,9	90,9	—	89,7	89,7	—
4,56	3,90	3,72	3,62	3,99	6,19	5,28	4,84	4,72	5,24	6,08	5,9	6,56
4,09	3,50	3,33	3,24	3,58	5,56	4,70	4,33	4,21	4,7	5,45	5,28	5,88
2 756	2 332	2 261	2 214	2 497	2 711	2 279	2 200	2 156	2 460	2 203	2 142	2 41
25 558	21 832	20 861	20 314	22 447	33 660	26 675	26 400	26 756	28 660	32 603	31 592	35211
24 056	20 432	19 451	18 964	20 997	32 111	26 875	24 800	24 156	27 060	31 003	29 942	33 614
1 783	1 754	1 732	1 712	1 723	1 769	1 726	1 703	1 685	1 694	1 681	1 662	1 670
1 874	1 831	1 804	1 782	1 800	1 877	1 823	1 794	1 772	1 791	1 790	1 767	1 787
1 861	1 818	1 791	1 770	1 787	1 858	1 807	1 776	1 755	1 772	1 770	1 749	1 786

ПРИЛОЖЕНИЕ V

МАТЕРИАЛЫ ДЛЯ ТРУБ КОТЕЛЬНЫХ АГРЕГАТОВ

Данные о химическом составе различных марок трубных сталей, разработанных в нашей стране и применяемых для котельных агрегатов с высокими и сверхвысокими параметрами пара, представлены в табл. П-5.

Все указанные в табл. П-5 марки сталей могут рассматриваться как перспективные, кроме стали ЭИ531, обладающей низкими характеристиками длительной прочности по сравнению с другими, близкими по химическому составу марками, и стали П-1, содержащей около 1,5% кобальта, являющегося дефицитным.

Из перлитных марок сталей широко применяется в котлостроении только сталь 12Х1МФ. Из этой стали изготовлены десятки тысяч тонн пароперегревателей и паропроводных труб для котельных агрегатов с параметрами

Стали для труб котлоагрегатов

Марка стали	Основной химии					
	C	Si	Cr	Mn	Ni	Mo
Углерод						
Ст20	0,17—0,24	0,17—0,37	≤0,25	0,35—0,65	≤0,25	—
12X1МФ	0,08—0,15	0,17—0,37	0,9—1,2	0,4—0,7	≤0,25	0,25—0,35
15X1М1Ф	0,10—0,16	0,15—0,35	1,1—1,4	0,4—0,7	≤0,30	0,9—1,1
15X1МФКР (III)	0,12—0,18	0,17—0,37	1,0—1,3	0,4—0,6	—	0,9—1,2
12X2МФБ (ЭИ153)	≤0,12	0,4—0,7	2,1—2,8	0,4—0,7	≤0,30	0,5—0,7
12X2МФСР	0,08—0,15	0,4—0,7	1,6—1,9	0,4—0,7	≤0,30	0,5—0,7
12X2МФБС (ПЗ)	0,15—0,18	0,7—1,0	1,8—2,3	0,5—0,8	≤0,30	1,2—1,5
Высокохромистые						
X121В2МФ (ЭИ1756)	0,12—0,18	≤0,5	10,5—12,5	0,6—0,8	≤0,30	0,6—0,8
16X12ВМФ (ЭИ1802)	0,12—0,18	≤0,4	11,0—13,0	0,5—0,9	0,1—0,8	0,5—0,7
X12ВМБФР (ЭИ1993)	0,15—0,22	0,25—0,30	11,0—13,0	0,25—0,50	≤0,35	0,4—0,5
Аусте						
1X1Н14В2МТ (ЭИ257)	≤0,15	≤0,8	13,0—15,0	≤0,7	13,0—15,0	0,45—0,60
1X1Н19Г (ЭИ117)	≤0,12	≤0,8	17,0—20,0	≤2,0	9,0—11,0	—
1X1Н112Т	≤0,12	≤0,75	17,0—18,5	1,0—2,0	11,0—13,0	—
X13Н18В2БР (ЭИ1695Р)	0,07—0,12	≤0,6	13,0—15,0	1,0—2,0	18,0—20,0	—
X16Н14В2БР (ЭП17)	0,07—0,12	≤0,6	15,0—17,0	1,0—2,0	13,0—15,0	—
X16Н16В2МБР (ЭИ1713)	≤0,10	≤0,8	15,0—17,0	≤0,5	15,0—17,0	0,4—0,9

пара 100 *атм*, 510° С, 100 *атм*, 540° С и 140 *атм*, 570° С, находящийся в эксплуатации уже в течение ряда лет. Ввиду отсутствия сведений стали с более высокими жаропрочными свойствами сталь 12X1МФ используется также для изготовления паропроводов и пароперегревателей котельных агрегатов с параметрами пара 255 *атм*, 585° С.

Сталь 15X1М1Ф отличается от стали 12X1МФ повышенным содержанием молибдена (около 1%). Однако, согласно данным ВТИ, эксплуатационное опробование этой стали в течение 5000 часов при температуре 600° С показало, что 50—60% молибдена уходит из твердого раствора в карбидную фазу. Это должно привести к разупрочнению стали, и с увеличением длительности эксплуатации жаропрочные свойства стали 15X1М1Ф, очевидно, будут не выше, чем у стали 12X1МФ. Поскольку сталь 15X1М1Ф более сложна в производстве, чем сталь 12X1МФ, и не имеет перед последней значительных преимуществ, применение ее, возможно, окажется нецелесообразным [Л. 4-23].

Сталь 12X2МФСР с добавкой бора используется в настоящее время для изготовления пароперегревателей котлов с параметрами пара 140 *атм*, 570° С взамен аустенитных сталей 1X1Н19Г и 1X1Н112Т. Содержание хрома около 1,5% и несколько повышенное содержание кремния обеспечивают этой стали повышенную жаростойкость, вследствие чего ее применение возможно до 620° С [Л. 4-23].

Высокохромистые нержавеющие стали (12% хрома) являются перспективными для мощных котлов с повышенными параметрами пара. Однако к настоящему времени нет полной ясности и вопросе о механических свойствах даже наиболее изученной из высокохромистых сталей — ЭИ756.

Пароперегревательные трубы из стали 1X1Н112Т применяются в котлах с параметрами пара 140 *атм*, 570° С; 175 *атм*, 560° С и 215 *атм*, 575° С, а которых температура стенки доходит до 610—620° С. Опыт эксплуатации показал нестабильность структуры и свойств этих сталей, в результате чего наблюдалось явление ползучести и массовое образование трещин и гибов пароперегревателей. Поскольку эта сталь применяется сейчас только до температуры 620° С, считается целесообразным заменить ее сталью 12X2МФСР, а в будущем 12%-ной хромистой сталью [Л. 4-23].

Таблица П-5

по нормам СССР

Химический состав, %						Относительная стоимость
V	W	B	Ti	Nb	Co	
длинные						
—	—	—	—	—	—	1.0
литые						
0,15—0,30	—	—	—	—	—	2,3
0,20—0,35	—	—	—	—	—	Данных нет
0,25—0,35	—	0,005—0,008	—	—	1,3—1,5	»
0,20—0,35	—	—	—	≤1,3	—	»
0,20—0,35	—	0,005	—	—	—	2,8
0,25—0,40	—	—	—	0,04—0,15	—	Данных нет
нержавеющие						
0,15—0,35	1,7—2,2	—	—	—	—	Данных нет
0,15—0,30	0,7—1,1	—	—	—	—	»
0,15—0,35	0,4—0,7	0,003	—	0,2—0,4	—	»
нитные						
—	2,0—2,75	—	≤0,5	—	—	Данных нет
—	—	—	≤0,8	—	—	»
—	—	—	≤0,65	—	—	7,8
—	2,0—2,75	0,005	—	0,9—1,3	—	16,0
—	2,0—2,75	0,005	—	0,9—1,3	—	Данных нет
—	2,0—3,0	0,005	—	0,6—1,0	—	»

Стали ЭИ695Р, ЭИ713 и ЭП17 различаются в основном содержанием хрома и никеля. Наибольшей устойчивостью против длительного теплового воздействия обладает аустенитная сталь ЭИ695Р, у которой содержание никеля наибольшее. Наименьшую устойчивость имеет аустенитная сталь ЭП17 с меньшим содержанием никеля.

По соотношению содержания хрома и никеля сталь ЭП17 подобна стали 1Х18Н12Т, а у стали ЭИ713 это соотношение такое же, как у стали ЭИ257. Опыт эксплуатации показал нестабильность свойств сталей 1Х18Н12Т и ЭИ257. На основании этого высказывается мнение, что свойства сталей ЭИ713 и ЭП17 в процессе эксплуатации также будут нестабильны, тем более, что они содержат такой сильно ферритообразующий элемент, как ниобий. Все три стали будут опробованы в одинаковых эксплуатационных условиях с целью выявления преимуществ какой-либо из них. Из этих сталей будут изготовлены паропровод и пароперегреватель котла с параметрами пара 315 атм, 650°С и 400 атм, 700° [Л. 4-23].

На рис П-11 показана зависимость допускаемых напряжений от температуры стенки труб для ряда марок углеродистых, перлитных и аустенитных сталей [Л. 4-24]. Запас прочности для всех них принят одинаковым и равным $n = 1,65$ в предположении, что и для новых марок стали характеристики их длительной прочности будут надежно подтверждены, как это требуется согласно [Л. 4-25].

В табл. П-6 показаны химический состав и относительная стоимость ряда марок стали, применяемых в США для пароперегревателей и паропроводов [Л. 4-48]. Для некоторых из этих сталей, наиболее распространенных, на рис. П-11 дана зависимость допускаемых напряжений от температуры. Из углеродистых, перлитных и аустенитных сталей наивысшими допускаемыми напряжениями обладают соответственно стали В, Т22 и ТР316 [Л. 4-46].

Работы в области металлургии жаропрочных сталей привели к созданию новых марок стали с повышенной жаростойкостью, но не включенных еще в справочник [Л. 4-46]. К таким маркам относятся, например, получающая все большее распространение сталь Р24, аналогичная по химическому составу отечественной стали 15Х1М1Ф, а также сталь 17-14 CuMo, хорошо зарекомендовавшая себя на электростанции Эддистон, где она использована для двух последних пакетов паро-

Стали для котельных труб по нормам США

Марка стали	Основной химический состав, %								Относительная прочность
	C	Si	Cr	Ni	Ti	Nb	V		
A B C	0,25 0,30 0,35	0,10 0,10 0,10	— — —	— — —	— — —	— — —	— — —	— — —	1,00 1,00 1,00
	Углеродистые								
	0,27—0,93 0,28—1,06 0,29—1,06	— — —	— — —	— — —	— — —	— — —	— — —	— — —	— — —
P12, T12 P24 P11, T11 P22, T22 P21, T21 P6, T6 P9, T9	≤0,15 ≤0,15 ≤0,15 ≤0,15 ≤0,15 ≤0,15 ≤0,15	≤0,50 0,10—0,35 0,50—1,00 0,50 0,50 0,50 0,50	0,8—1,25 0,8—1,25 1,00—1,50 1,50—2,00 2,65—3,35 4,0—6,0 8,0—10,0	0,30—0,61 0,30—0,60 0,30—0,60 0,30—0,60 0,30—0,60 0,30—0,60 0,30—0,60	— — — — — — —	— — — — — — —	— — — — — — —	— — — — — — —	1,08 Данных нет Данных нет Данных нет Данных нет Данных нет Данных нет
	Перлитные								
	0,44—0,65 0,87—1,13 0,87—1,13 0,87—1,13 0,80—1,06 0,45—0,65 0,90—1,10	— — — — — — —	— — — — — — —	— — — — — — —	— — — — — — —	— — — — — — —	— — — — — — —	— — — — — — —	— — — — — — —
TR304 TR347 TR321 TR316	0,08 0,08 0,04—0,10 0,08	0,75 1,00 0,75 0,75	18—20 17—20 17—20 18—18	8—11 9—13 9—13 11—14	— — — —	— — — —	— — — —	— — — —	8,76 12,61 Данных нет Данных нет
	Аустенитные								
	2,0 2,0 2,0 2,0	— — — —	— — — —	— — — —	— — — —	— — — —	— — — —	— — — —	— — — —

перегревателя (давление пара $p = 352 \text{ атм}$, температура пара $555-655^\circ \text{C}$, температура газов $1010-875^\circ \text{C}$), и ряд других [Л. 4-54].

Опыт эксплуатации на ряде станций показал возможность повышения допусковых напряжений для простой и технологичной стали TR304 (от 5,26 до 5,90 кг/мм^2 при 593°C и от 3,16 до 3,8 кг/мм^2 при 650°C), которая обладает некоторыми преимуществами перед стабилизированными сталями TR321 и TR347 [Л. 4-26].

Опыт эксплуатации и лабораторные исследования труб из хромомолибденовых сталей, наоборот, выявили необходимость снижения для этих сталей допусковых напряжений [Л. 4-26].

В ФРГ из многих исследованных трубных сталей наиболее пригодными оказались 11, химический состав которых показан в табл. П-7. Предельной для применения углеродистых сталей считается температура 450°C , для молибденовых и хромомолибденовых сталей — 550°C , аустенитных — 675°C [Л. 4-27].

Интересно отметить, что толщина стенки труб из американских аустенитных сталей, определенная по применяемой в США методике, оказывается несколько большей, чем из аналогичных советских сталей, причем эта разность увеличивается с повышением температуры. Толщины стенок труб из аналогичных Советских и Американских марок сталей (ЭИ531 и Т-22) практически совпадают.

В табл. П-5, П-6 и П-7 дана относительная стоимость труб из ряда марок стали, наиболее употребляемых в СССР, США и ФРГ (по отношению к трубам из углеродистой стали). Из данных этих таблиц следует, что относительная стоимость труб из отечественных легированных перлитных и аустенитных сталей несколько ниже, чем из американских (по отношению к углеродистой стали).

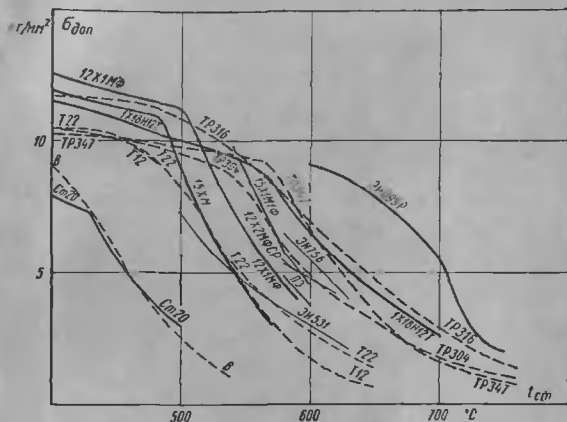


Рис. П-11. Зависимость допускаемых напряжений от температуры для различных марок стали.

————— — Отечественные стали; — — — — американские стали

Таблица II-7

Стяжки для котельных труб ФРГ

Марка стали	Основной химический состав, %										Относительная стойкость
	C	Si	Cr	Mn	Ni	Mo	V	W	N	Ta+Nb	
Углеродистые											
St35,6	0,08	0,17	—	0,48	—	—	—	—	—	—	1,00
Перлитные											
16Mn	0,22	0,27	—	0,69	—	0,32	—	—	—	—	1,61
13CrMo44	0,17	0,29	0,83	0,62	—	0,46	—	—	—	—	1,81
10MoV63	0,16	0,19	—	0,50	—	0,55	0,29	—	—	—	—
10CrSiMoV7	0,10	0,08	1,80	0,46	—	0,18	0,27	—	—	—	2,42
10CrMo910	0,08	0,20	2,32	0,60	—	0,97	—	—	—	—	2,58
X20CrMoWV121	0,22	0,32	11,67	0,54	—	0,01	0,39	0,25	—	—	—
Аустенитные											
X8CrNiNb1613	0,09	0,31	16,7	1,23	12,4	—	—	—	—	0,78	—
X8CrNiMoNb1616	0,06	0,48	16,6	1,37	16,6	1,86	—	—	—	0,89	—
X3CrNiMoVNb1613	0,08	0,50	16,6	1,44	12,7	1,30	0,68	—	0,121	0,65	20,0
X8CrNiMoWNb1615	0,06	0,54	15,8	1,31	15,4	1,49	—	1,60	—	0,75	—

РАСЧЕТНАЯ ТЕМПЕРАТУРА ОХЛАЖДАЮЩЕЙ ВОДЫ

Весьма важным для обоснования рациональных характеристик конденсационного устройства является выбор расчетной температуры охлаждающей воды. Как было показано выше (см. рис. 5-14), оптимальный температурный напор Δt^* , а значит, и оптимальные характеристики конденсатора $m_{\text{опт}}$ и $d_k^{\text{опт}}$ существенно зависят от урона расчетной температуры охлаждающей воды t_b , которая до сих пор отождествлялась со среднегодовой температурой охлаждающей воды.

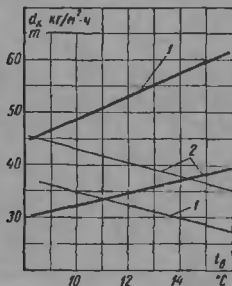


Рис. П-12. Зависимость оптимальных характеристик конденсационного устройства от среднегодовой температуры охлаждающей воды.

1 — $g_F = 25,5 \text{ т/м}^2 \cdot \text{ч}$, $c_T^P = 8 \text{ руб/т}$ у. т., $C_H = 16 \text{ руб/м}^2$, $C_B = 10 \text{ руб/ч/м}^2$,
 2 — $g_F = 32 \text{ т/м}^2 \cdot \text{ч}$, $c_T^P = 3 \text{ руб/т}$ у. т.,
 $C_H = 20 \text{ руб/м}^2$, $C_B = 20 \text{ руб/ч/м}^2$,
 — m . — — — d_k .

Очевидно, что если бы температура воды удерживалась в течение года более или менее постоянной, то это значение t_b с достаточной надежностью можно было бы принять в качестве расчетной величины. Однако в реальных условиях происходят резкие сезонные колебания температуры охлаждающей воды относительно соответствующего среднегодового урона t_b , что вследствие нелинейного характера зависимости мощности турбины от вакуума исключает баланс между дополнительной выработкой электроэнергии в зимнее время и недовыработкой электроэнергии летом. Поэтому имеется некоторое расхождение в величине выработки электроэнергии, подсчитанной по среднемесячным температурам и по среднегодовой температуре охлаждающей воды. На это обстоятельство уже обращалось внимание в печати [Л. 5-1].

В связи с изложенными соображениями необходимо обосновать расчетную температуру охлаждающей воды с учетом действительного характера температурных графиков воды. С этой целью были выполнены соответствующие технико-экономические расчеты применительно к ряду характерных температурных графиков с различными среднегодовыми значениями t_b . Прочие исходные данные (g_F , c_T^P , C_H , C_B и другие) также варьировались в достаточно широких пределах.

Методика расчетов сводилась к следующему. Допустим, что в соответствии с изложенным выше методом расчета применительно к некоторым условиям (например, для заданных величин g_F и $\bar{v}$) построены кривые изменения оптимальных характеристик конденсатора $m_{\text{опт}}$ и $d_k^{\text{опт}}$ в зависимости от среднегодовой температуры охлаждающей воды t_b . В качестве примера такие кривые приведены на рис. П-12. Как следует из рис. П-12, каждому значению среднегодовой температуры охлаждающей воды при прочих равных условиях однозначно соответствует вполне определенное сочетание оптимальных характеристик $m_{\text{опт}}$ и $d_k^{\text{опт}}$.

Предположим далее, что для некоторого температурного графика источника охлаждающей воды, характеризующегося, например, среднегодовым значением $t_b = 12^\circ \text{C}$, рассмотрено четыре варианта конденсатора, причем характеристики этих вариантов условно выбраны соответствующими приведенным на рис. П-12 величинам $m_{\text{опт}}$ и $d_k^{\text{опт}}$, которые отвечают среднегодовым температурам воды 8, 10, 12 и 14°C . Таким образом, каждый из рассматриваемых вариантов конденса-

тора выбран оптимальным для определенной температуры воды $t_{в.}$, которая, как уже отмечалось, условно полагается неизменной в течение года.

С целью выявления применительно к заданному температурному графику охлаждающей воды оптимального сочетания m и d_k следует сопоставить между собой по расчетным затратам варианты турбоустановки с каждым из рассматриваемых четырех типов конденсаторов. Для этого необходимо, с одной стороны, на основе среднемесячных или средисезонных температур охлаждающей воды определить для рассматриваемого температурного графика годовую выработку электроэнергии каждым вариантом турбоустановки и, с другой стороны, учесть разницу в стоимости сравниваемых типов конденсационных устройств. Вполне очевидно, что оптимальным для принятых условий окажется то конденсационное

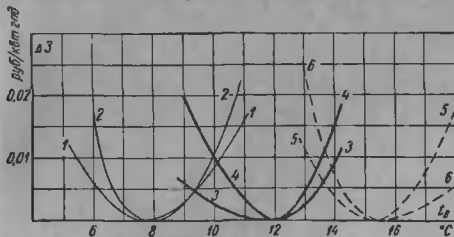


Рис П-13 Изменение затрат по турбоустановке в зависимости от принятой расчетной температуры охлаждающей воды.

- 1 — $g_F = 25,8 \text{ т/м}^2 \cdot \text{ч}$, $C_H = 22 \text{ руб/м}^2$, $C_B = 30 \text{ руб} \cdot \text{ч/м}^2$, $c_T^P = 3 \text{ руб/т у. т.}$
 2 — $g_F = 25,5 \text{ т/м}^2 \cdot \text{ч}$, $C_H = 22 \text{ руб/м}^2$, $C_B = 30 \text{ руб} \cdot \text{ч/м}^2$, $c_T^P = 13 \text{ руб/т у. т.}$
 3 — $g_F = 25,5 \text{ т/м}^2 \cdot \text{ч}$, $C_H = 18 \text{ руб/м}^2$, $C_B = 25 \text{ руб} \cdot \text{ч/м}^2$, $c_T^P = 3 \text{ руб/т у. т.}$
 4 — $g_F = 25,5 \text{ т/м}^2 \cdot \text{ч}$, $C_H = 18 \text{ руб/м}^2$, $C_B = 25 \text{ руб} \cdot \text{ч/м}^2$, $c_T^P = 10 \text{ руб/т у. т.}$
 5 — $g_F = 32 \text{ т/м}^2 \cdot \text{ч}$, $C_H = 18 \text{ руб/м}^2$, $C_B = 15 \text{ руб} \cdot \text{ч/м}^2$, $c_T^P = 3 \text{ руб/т у. т.}$
 6 — $g_F = 32 \text{ т/м}^2 \cdot \text{ч}$, $C_H = 18 \text{ руб/м}^2$, $C_B = 15 \text{ руб} \cdot \text{ч/м}^2$, $c_T^P = 10 \text{ руб/т у. т.}$
 ————— — $t_{в.р} = 8^\circ \text{C}$; ————— — 12°C ; — — — — — 15°C .

устройство, которое обеспечивает минимум суммарных расчетных затрат на турбоустановку. Поскольку же, как подчеркивалось выше, принятые для рассматриваемых вариантов конденсаторов сочетания m и d_k отвечают ряду значений $t_{в.}$, то выявленный оптимальный вариант конденсатора однозначно определяет расчетную (т. е. экономически наиболее выгодную для данных условий) температуру охлаждающей воды $t_{в.р.}$

На рис. П-13 отражены результаты расчетов по определению $t_{в.р.}$, выполненных для широкого диапазона изменения исходных факторов, а именно: $t_{в.}$ — от 8 до 15°C , g_F — от 19,5 до $32,5 \text{ т/м}^2 \cdot \text{ч}$ и c_T^P — от 3 до 13 руб/т у. т. Полученные результаты позволяют сделать следующие выводы:

1. Расчетная температура охлаждающей воды во всех рассмотренных случаях близко совпадает с соответствующим среднегодовым значением температуры.
2. Отклонения от расчетной температуры охлаждающей воды на $\pm 1^\circ \text{C}$ в условиях заданного температурного графика практически не сказываются на изменении расчетных затрат по турбоустановке.

Таким образом, при обосновании оптимальных величин вакуума и характеристик конденсационного устройства турбоустановки в качестве расчетной температуры охлаждающей воды можно принимать среднегодовое ее значение.

**ТАБЛИЦА ПЕРЕВОДА ИСПОЛЬЗОВАННЫХ В ДАННОЙ КНИГЕ ЕДИНИЦ ИЗМЕРЕНИЯ В ЕДИНИЦЫ
МЕЖДУНАРОДНОЙ СИСТЕМЫ (СИ)**

Наименование величины	Использованные единицы		Единицы системы СИ			Пересчет использован- ных в данной книге единиц измерения в единицы системы СИ
	наименование	обозначение	наименование	обозначение	размерность	
Длина	Метр	м	Метр	м	—	—
Время	Секунда	сек	Секунда	сек	—	—
Температура	Градус степенной шкалы	°C	Градус Кельвина	°K	—	°C = °K — 273
Масса	—	кг·сек ² /м	Килограмм	кг	—	1 кг·сек ² /м = 9,80665 кг
Сила	Килограмм (сила)	кг	Ньютона	н	$\frac{[1 \text{ кг}] \cdot [1 \text{ м}]}{\text{сек}^2}$	1 кг = 9,80665 н
Удельный вес	—	кг/см ³	—	н/м ³	—	1 кг/м ³ = 9,80665 н/м ³
Давление	Техническая атмосфера	кг/см ²	Бар	—	н/м ²	1 кг/см ² = 98066,5 н/м ² 1 ат = 101 325 н/м ² 1 мм вод. ст. = = 9,80665 н/м ²
Работа и энергия	Килограммометр киловатт-час	кг·м квт·ч	Джоуль	дж	[1 н]·[1 м]	1 мм рт. ст. = 133,322 н/м ² 1 кг·м = 9,80665 дж 1 квт·ч = 3,6·10 ⁶ дж 1 Мвт·ч = 3,6·10 ⁹ дж = = 3,6 Гдж 1 кг·м/сек = 9,80665 вт
Мощность	Килограммометр в секунду	кг·м/сек	Ватт	вт	$\frac{[1 \text{ дж}]}{[1 \text{ сек}]}$	1 квт = 4186,8 дж 1 ккал/кг·град = = 4186,8 дж/кг·град 1 ккал/кг·град = = 4186,8 дж/кг·град 1 ккал/м ² ·ч = = 1,1630 вт/м ² 1 ккал/м ² ·ч·град = = 1,1630 вт/м ² ·град 1 ккал/м·ч·град = = 1,1630 вт/м·град
Теплота	ловатт	квт	Джоуль	дж	[1 н] [1 м]	1 ккал = 4186,8 дж
Удельная теплоемкость	ло ия	ккал/кг·град	—	дж/кг·град	—	1 ккал/кг·град = = 4186,8 дж/кг·град
Удельная энтропия	—	ккал/кг·град	—	дж/кг·град	—	1 ккал/кг·град = = 4186,8 дж/кг·град
Плотность теплового потока	—	ккал/м ² ·ч	—	вт/м ²	—	1 ккал/м ² ·ч = = 1,1630 вт/м ²
Коэффициент теплоотдачи и теплопередачи	—	ккал/м ² ·ч·град	—	вт/м ² ·град	—	1 ккал/м ² ·ч·град = = 1,1630 вт/м ² ·град
Коэффициент теплопроводности	—	ккал/м·ч·град	—	вт/м·град	—	1 ккал/м·ч·град = = 1,1630 вт/м·град